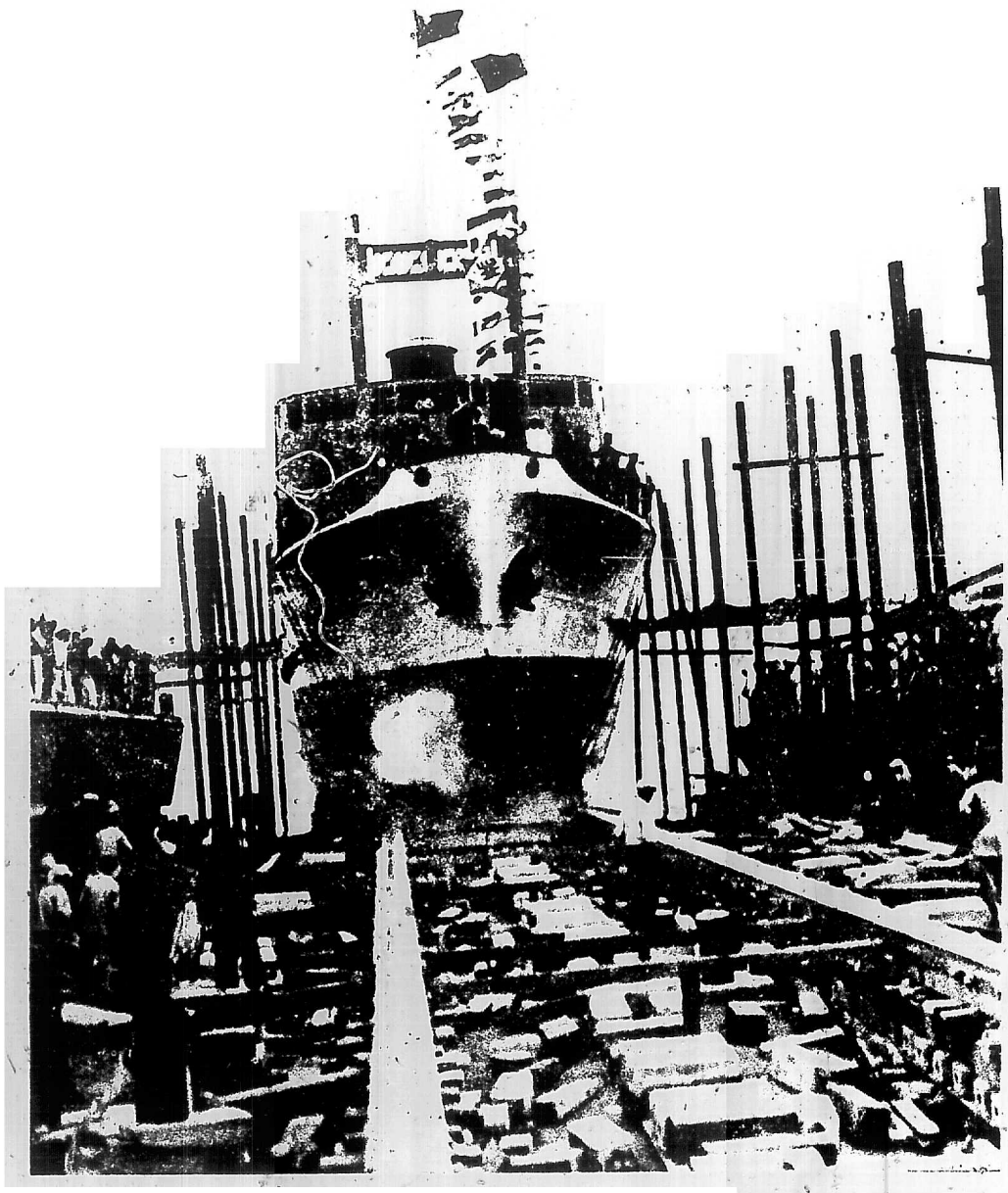


# 交 大 造 船

第 二 期



南京造船廠

# 合豐機器造船廠有限公司

HUH FOONG SHIPBUILDING & ENGINEERING WORKS LTD.

OFFICES: 7A, 119 NANKING ROAD. TEL. 18958

DOCKYARD: POOTUNG POINT TEL. 02-74129

事務所

南京東路一一九號七A室  
電話一八九五八

## 承攬修造

輪駁上墩	機器另件
各式鍋爐	電機冷藏
橋樑碼頭	蓬帆五金
拷割油漆	冷作電焊
木器裝飾	打撈起重

船廠

浦東陸家嘴  
電話(〇二)七四二二九

## 目錄

軸之迴轉	辛一心
船殼板之撓曲與應力之近似解法	趙國華
船用重型柴油機生鐵曲柄軸鑄造之研究	蕭才勵
造船名詞	葉在馥
船模試驗之原理	何志剛
船用汽渦輪	夏純彬
關於新「船底用漆」	朱琪瓏摘譯
鋁合金和造船工程	
附錄	
廣告	

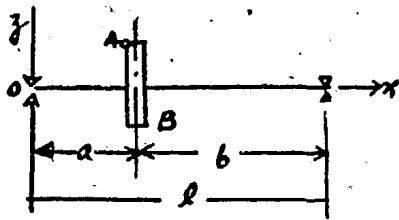
# 軸之迴轉

辛 一 心

內容：(一)緒言，(二)軸之運動程式，(三)自然迴轉綜述，(四)無迴旋作用之自然迴轉，(五)轉子在軸中點時之自然迴轉，(六)轉子在軸中點而無旁偏時之自然迴轉，(七)當轉子在軸之中點由於動力不平衡而產生之強制迴轉，(八)軸之第一種自然迴轉，(九)由於靜力不平衡所產生之強制迴轉，(十)由於靜力不平衡且受止邊作用之強制迴轉，(十一)結論，(十二)附錄。

(一)緒言：自來研究軸之迴轉(Whirling of shaft)者，多注重於求軸之自由橫振盪數(Natural frequency of lateral vibration)，俾定軸之危速(Critical Speed)，而鮮有涉及軸於迴轉時之實情者，更未有研討迴轉時抵抗力之影響者。本文將不平衡(Unbalance)止邊(Damping)以及迴旋(Gyroscopic)諸作用，對於軸迴轉時之影響，作一綜括之研討；俾對於軸迴轉之情形，可得一明確之概觀。同時分別自然迴轉與強制迴轉，並導出軸之迴轉速度，軸之真正危速，軸之自由橫振盪第二種振盪數，長柱形轉子(Rotor)之特種危速等等，為通常研究軸之迴轉者所未言，而實均不容忽視者也。

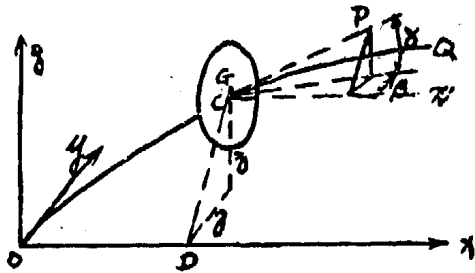
(二)軸之運動程式：茲有一軸，上有轉子(Rotor)，其正面視形如圖一，圖中繪有  $x$  及  $z$  兩座軸，



第一圖

$y$  座軸則與紙相垂直， $y$  向下。設軸之重量甚微，可予忽視；轉子之質量為  $m$ ，轉子之重心與軸心間不平衡之距離為  $e$ ，同時轉子之兩角  $A$  及  $B$  各多之質量而形成動力不平衡(Dynamic unbalance)。當軸迴轉時，設該動力不平衡所發生之力矩為  $M$ 。

設當軸於迴轉時轉子之位置如圖二所示， $C$  點代表轉

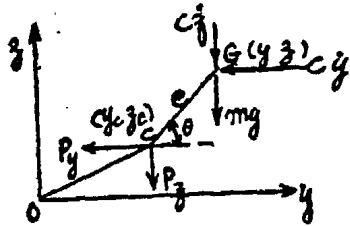


第二圖

子中點之軸心， $G$  為轉子之重心，其座標為  $(x, y, z)$ 。 $OCQ$  為軸之中綫於迴轉時所彎成之曲綫， $CP$  為該曲綫在  $C$  點之切綫， $Cx'$  與  $Ox$  相平行， $CR$  為經  $Cx'$  之水平面與經  $CP$  之垂直平面之交綫， $CP$  與  $CR$  間之角為  $\gamma$ ， $CR$  與  $Cx'$  間之角為  $\beta$ 。

茲先述  $G$  點之運動， $G$  點之座標為  $(x, y, z)$  則其運動之速率為  $\dot{y}$  及  $\dot{z}$  [  $\dot{y}$  代表  $\frac{dy}{dt}$ ， $\dot{z}$  代表  $\frac{dz}{dt}$ ；以後凡用一點以表明之， $\frac{d^2}{dt^2}$  用兩點以表明之 ]，加速將為  $\ddot{y}$  及  $\ddot{z}$ ，作用於  $C$  點有軸之彈性力  $P_y$  及  $P_z$ ，設軸於迴轉時所遇之抵抗為與其重心之速度成正比，且作用於重心時，則作用於  $G$  點之力為  $C\dot{y}$  及  $C\dot{z}$  如圖三所示， $C$  為一常數。  $C$  點之坐標為  $(y_c, z_c)$ ， $y_c = -s \cos \theta$ ， $z_c = -s \sin \theta$

南京圖書館藏



第三圖

彈性力  $P_y$  及  $P_z$  為 
$$\left. \begin{aligned} P_y &= a_1 y_c + a_2 \beta \\ P_z &= a_1 z_c + a_2 \gamma \end{aligned} \right\} \text{(參閱附錄一)}$$

故  $m\ddot{y} = -P_y - \dot{y} = -c_1 y + a_1 e \cos \theta - I_2 \beta - c_1 \dot{y}$   
 或  $m\ddot{y} + c_1 \dot{y} + a_1 y + a_2 \beta = a_1 e \cos \theta \dots \dots \dots (2-1)$

同樣可得  $m\ddot{z} + c_2 \dot{z} + a_2 z + a_2 \gamma = a_1 e \sin \theta - mg \dots \dots \dots (2-2)$

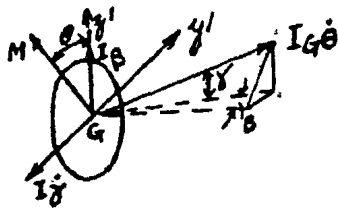
以上二式為 G 點之運動程式。

設  $T$  為任何外加對 G 點之力矩,  $I_G$  為轉子對於 G 點之慣性 (Moment of inertia), 則可得轉子旋轉運動之程式如下:

$$I_G \ddot{\theta} = -P_y e \sin \theta + P_z e \cos \theta + T$$

或  $I_G \ddot{\theta} + a_1 e y \sin \theta - a_1 e z \cos \theta + a_2 \beta e \sin \theta - a_2 \gamma e \cos \theta = T \dots \dots \dots (2-3)$

再述轉子傾斜之影響, 設  $e$  為極短之距離, 則在此可忽視  $e$  之影響。換言之, 即可視 G 及 c 為一點。同時設  $r$  及  $\beta$  為極小之角度, 則轉子之旋轉動量 (Angular momentum) 為  $I_G \dot{\theta}$  垂直於轉子平面以及  $I\dot{\beta}$  與  $I\dot{r}$  如圖示。I 為轉子對於其中點截面之直徑之慣性率, 因力矩等於變更旋轉動量之速度, 故得



第四圖

$$M_y = \frac{d}{dt} (-I\dot{r} + I_G \dot{\theta} \beta) \dots \dots \dots (2-4)$$

$$M_z = \frac{d}{dt} (I\dot{\beta} + I_G \dot{\theta} r) \dots \dots \dots (2-5)$$

$M_y$  及  $M_z$  為作用於轉子力矩, 設抵抗力之力矩極微而可予忽視, 則  $M_y$  與  $M_z$  包括兩部份, 一為軸之彈性力矩, 一為動力不平衡所生之力矩, 故

$$M_y = -b_1 z + b_2 r - M \sin \theta$$

$$M_z = b_1 y - b_2 \beta + M \cos \theta$$

代入 (2-4) 及 (2-5) 二式, 即得

$$I\ddot{\beta} + I_G r \ddot{\theta} + I_G \dot{\theta} \dot{r} - b_1 y + b_2 z = M \cos \theta \dots \dots \dots (2-6)$$

$$-I\dot{r} + I_G \dot{\theta} \beta + I_G \dot{\theta} \dot{\beta} + b_1 z - b_2 r = -M \sin \theta \dots \dots \dots (2-7)$$

(2-1) (2-2) (2-3) (2-6) (2-7) 五式為軸及轉子之運動程式 (Equations of motion), 以五式非完全為直線式微分方程 (Linear differential equation), 故其運動決非簡單的調和運動 (Simple harmonic motion), 但通常軸於運動時, 其旋轉之速度為一常數, 即  $\dot{\theta} = \omega = \text{常數}$ , 故  $\ddot{\theta} = 0$ ,  $\dot{r} = \omega t + \alpha$ ,  $\alpha$  為任何常數, 以 (2-3) 式表明軸之旋轉加速者, 至是已失其重要性, 其他四式化成

$$m\ddot{y} + c_1 \dot{y} + a_1 y + a_2 \beta = a_1 e \cos (\omega t + \alpha) \dots \dots \dots (2-8)$$

$$m\ddot{z} + c_2 \dot{z} + a_2 z + a_2 r = a_1 e \sin (\omega t + \alpha) - mg \dots \dots \dots (2-9)$$

$$I\ddot{\beta} + I_G \omega \dot{\beta} - b_1 y + b_2 z = M \cos (\omega t + \alpha) \dots \dots \dots (2-10)$$

$$-I\ddot{r} + I_G w \dot{\beta} + b_1 z - b_2 r = -M \sin(\omega t + \alpha) \dots\dots\dots(2-11)$$

諸式中之常數(參閱附錄一)為

$$a_1 = \frac{a^2 - 2b + b^2}{a^3 b^3} \cdot 3IEI, \quad b_1 = \frac{b-a}{a^2 b^2} \cdot 3IEI, \quad a_2 = \frac{a-b}{a^2 b^2} \cdot 3IEI, \quad b_2 = \frac{1}{ab} \cdot 3IEI \dots\dots(2-12)$$

諸式等號之右各項為因不平衡而發生者,其對於軸之影響,為強制軸發生迴轉,故是項迴轉即可稱為強制迴轉,為轉子完全平衡,且抵抗力極微而可予忽視時,則軸亦能發生迴轉,稱為自然迴轉此二種迴轉與振盪問題中之自然振盪及強制振盪,實可相比擬,茲將各種迴轉之特性,分別究討如下:

(三) 自然迴轉綜述,如  $c=0, d=0, M=0, m_g$  之值甚小而可忽視時,則得.

$$m\ddot{y} + a_1 y + a_2 \beta = 0 \dots\dots\dots(3-1)$$

$$m\ddot{z} + a_1 z + a_2 r = 0 \dots\dots\dots(3-2)$$

$$I\ddot{\beta} + I_G w \dot{r} - b_1 y + b_2 \beta = c \dots\dots\dots(3-3)$$

$$-I\ddot{r} + I_G w \dot{\beta} + b_1 z - b_2 r = 0 \dots\dots\dots(3-4)$$

欲解是四微分方程,令  $y = A \sin(\rho t + \epsilon), \quad z = B \cos(\rho t + \epsilon)$

$$\beta = C \sin(\rho t + \epsilon), \quad r = D \cos(\rho t + \epsilon)$$

代入以上各式,得  $(-m\rho^2 + a_1)A + a_2 C = 0 \dots\dots\dots(3-5)$

$$(-m\rho^2 + a_1)B + a_2 D = 0 \dots\dots\dots(3-6)$$

$$b_1 A + (I\rho^2 - b_2)C + I_G w D = 0 \dots\dots\dots(3-7)$$

$$b_1 B + I_G w C + (I\rho^2 - b_2)D = 0 \dots\dots\dots(3-8)$$

故振盪數程式(Frequency Equation)為

$$\begin{vmatrix} (-m\rho^2 + a_1) & 0 & a_2 & 0 \\ 0 & (-m\rho^2 + a_1) & 0 & a_2 \\ b_1 & 0 & (I\rho^2 - b_2) & I_G w \\ 0 & b_1 & I_G w & (I\rho^2 - b_2) \end{vmatrix} = 0 \dots\dots\dots(3-9)$$

或  $[(-m\rho^2 + a_1)(I\rho^2 - b_2) - a_2 b_1 + I_G w \rho(-m\rho^2 + a_1)]$   
 $[(-m\rho^2 + a_1)(I\rho^2 - b_2) - a_2 b_1 - I_G w \rho(-m\rho^2 + a_1)] = 0 \dots\dots\dots(3-10)$

故可得  $\rho^2$  之四值,設為  $\rho_1^2, \rho_2^2, \rho_3^2, \rho_4^2$ , 同時從(3-5)(3-6)得

$$C = -\frac{-m\rho^2 + a_1}{a_2} A, \quad D = -\frac{-m\rho^2 + a_1}{a_2} B$$

代入(3-7)及(3-8)得  $\left[ b_1 \frac{(I\rho^2 - b_2)(-m\rho^2 + a_1)}{a_2} \right] A = I_G w \rho \frac{-m\rho^2 + a_1}{a_2} B$   
 $\left[ b_1 \frac{(I\rho^2 - b_2)(-m\rho^2 + a_1)}{a_2} \right] B = I_G w \rho \frac{-m\rho^2 + a_1}{a_2} A$

故得  $A=B$ , 諸微分方程式之解為.

$$y = A_1 \sin(\rho_1 t + \epsilon_1) + A_2 \sin(\rho_2 t + \epsilon_2) + A_3 \sin(\rho_3 t + \epsilon_3) + A_4 \sin(\rho_4 t + \epsilon_4)$$

$$z = A_1 \cos(\rho_1 t + \epsilon_1) + A_2 \cos(\rho_2 t + \epsilon_2) + A_3 \cos(\rho_3 t + \epsilon_3) + A_4 \cos(\rho_4 t + \epsilon_4)$$

$$\beta = -\left(\frac{-mp^2 + a_1}{a_2}\right) \gamma = -\left(\frac{-mp^2 + a_1}{a_2}\right) \left[ A_1 \sin(\rho_1 t + \epsilon_1) + A_2 \sin(\rho_2 t + \epsilon_2) + A_3 \sin(\rho_3 t + \epsilon_3) + A_4 \sin(\rho_4 t + \epsilon_4) \right]$$

$$r = -\left(\frac{-mp^2 + a_1}{a_2}\right) z = -\left(\frac{-mp^2 + a_1}{a_2}\right) \left[ A_1 \cos(\rho_1 t + \epsilon_1) + A_2 \cos(\rho_2 t + \epsilon_2) + A_3 \cos(\rho_3 t + \epsilon_3) + A_4 \cos(\rho_4 t + \epsilon_4) \right]$$

故軸之運動，共有四種週轉，每種之週轉速度各不同，所謂週轉速度，實即 G 點繞 D 點（圖二）轉動之速度，即上式中之  $\rho$  值也，如在第一種週轉中，G 點繞 D 點而轉動，轉動之速度為  $\rho_1$ ，GD 間之距離為  $A_1$ ，同時因  $\beta/\gamma = z/r$ ，D 點（圖二）因將繞 D 點而轉，其轉動速度亦為  $\rho_1$ ，G, P, D, 三點在一截面上之投影當在一直綫之上，該直綫亦即代表通過彎曲中綫之平面之投影，故在此種週轉情形之下，軸之中綫變成一個面曲綫，且其彎度始終不變，其週轉之速度，可以 (3-11) 式以求得之，軸之運動，為四種是項週轉所集合而成者。

(四) 無迴旋作用 (Gyroscopic action) 之自然週轉:

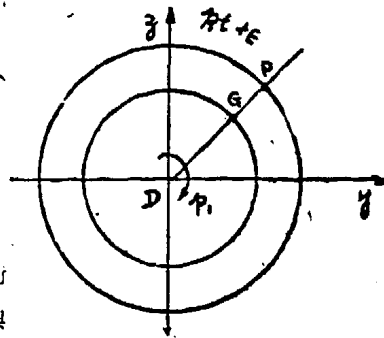
如  $\beta$  及  $r$  值甚小而可忽視時，則得。

$$m\ddot{\alpha} + a_1 \dot{\alpha} + a_2 \beta = 0 \dots\dots\dots (4-1)$$

$$m\ddot{\beta} + a_1 \dot{\beta} + a_2 \alpha = 0 \dots\dots\dots (4-2)$$

$$I\ddot{\beta} - b_1 \dot{\beta} + b_2 \beta = 0 \dots\dots\dots (4-3)$$

$$-I\ddot{r} + b_1 \dot{r} - b_2 r = 0 \dots\dots\dots (4-4)$$



第五圖

(4-1) 及 (4-3) 僅含變數  $\beta$  及  $\alpha$ ，故為表示軸與  $xy$  面平行之運動，(4-2) 及 (4-4) 僅含變數  $\alpha$  及  $r$ ，故為表示軸與  $xz$  面平行之運動，該二種運動，完全相似，以此二種微分方程相似故也，欲求與  $xy$  面平行之運動，令  $\alpha = A \cos(\rho t + \epsilon)$ ， $\beta = C \cos(\rho t + \epsilon)$

代入 (4-1) 及 (4-3) 二式，得  $(-mp^2 + a_1)A + a_2 C = 0$   
 $-I\rho^2 A + (-I\rho^2 + b_2)C = 0$

其振盪程式為  $(-mp^2 + a_1)(-I\rho^2 + b_2) + a_2 C = 0$

故  $\rho^2$  有兩值，設為  $\rho_1^2$  及  $\rho_2^2$  則

$$\alpha = A_1 \cos(\rho_1 t + \epsilon_1) + A_2 \cos(\rho_2 t + \epsilon_2)$$

$$\beta = C_1 \cos(\rho_1 t + \epsilon_1) + C_2 \cos(\rho_2 t + \epsilon_2)$$

同樣可得  $z = B_1 \cos(\rho_1 t + \epsilon_1) + B_2 \cos(\rho_2 t + \epsilon_2)$   
 $r = R_1 \cos(\rho_1 t + \epsilon_1) + R_2 \cos(\rho_2 t + \epsilon_2)$

故在二種平面上之運動雖各不相涉，然其週轉之速度則相同，緣  $\rho$  值相同故也。

(五) 轉子在軸之中點時之自然週轉: 轉子在軸之中點，則  $a = b = \frac{l}{2}$ ,  $a_2 = -b_1 = 0$  故得

$$m\ddot{\alpha} + a_1 \dot{\alpha} = 0 \dots\dots\dots (5-1)$$

$$m\ddot{\beta} + a_1 \dot{\beta} = 0 \dots\dots\dots (5-2)$$

$$I\ddot{\beta} + \frac{1}{2} I \rho^2 \beta = 0 \dots\dots\dots (5-3)$$

$$-I\ddot{r} + \frac{1}{2} I \rho^2 r = 0 \dots\dots\dots (5-4)$$

(5-1) 及 (5-2) 表示 G 點之曲綫運動 (Curvilinear motion) (5-3) 及 (5-4) 表示軸彎度之變更, 兩者各不相涉, 茲先述 G 點之運動。

(5-1) (5-2) 二微分方程之解為

$$y = A \cos \left( \sqrt{\frac{a_1}{m}} t + \epsilon_1 \right) \dots \dots \dots (5-5)$$

$$z = B \cos \left( \sqrt{\frac{a_1}{m}} t + \epsilon_2 \right) \dots \dots \dots (5-6)$$

此二式代表轉子重心之運動為橢圓調和運動 (Elliptic Harmonic motion) 如  $\epsilon_1 = 0, \epsilon_2 = \frac{\pi}{2}$  則

$$y = A \cos \sqrt{\frac{a_1}{m}} t \quad z = -B \sin \sqrt{\frac{a_1}{m}} t$$

或  $\frac{y^2}{A^2} + \frac{z^2}{B^2} = 1 \dots \dots \dots (5-7)$

故 G 點將沿一橢圓而運動, 如  $A=B=R$ , 則 G 點將沿一半徑之值等於 R 之圓而運動, 換言之, 即 G 點將繞 D 點轉動, 其轉動之速度, 即為軸之迴轉速度等於  $\sqrt{\frac{a_1}{m}}$  倍

$$a_1 = \frac{3lEI}{\left(\frac{l}{2}\right)^4} = \frac{48EI}{l^3} = \text{軸之彈性常數 (Spring constant)} = K_0 \dots \dots \dots (5-8)$$

故  $\sqrt{\frac{a_1}{m}}$  亦為軸之橫振盪數是以知當軸於自然迴轉之際, 軸之迴轉速度, 等於軸之橫振盪數, 而與軸之旋轉速度  $w$  不發生任何關係, 以 (5-5) (5-6) 二式表示 G 點在水平綫與垂直綫上之調和振盪, 故軸之自然迴轉, 實為軸與水平面與垂直平面上之橫振盪集合而成, 任何靜止軸於受任何擾力之後, 即生橫振盪, 同樣旋轉軸上如受任何擾力之後, 即發生自然迴轉, 當軸自然迴轉時以其迴轉之速度, 與軸之旋轉不同, 故軸內之任何一部感受反復之彎應力 (Alternating bending stresses), 其應力反復變化之速度, 為每秒鐘  $(\rho - w)/2\pi$  次, 故軸將感受疲勞 (Fatigue) 之作用, 故於設計軸時, 其材料之疲勞限度 (Fatigue limit) 應加以嚴密之注意。

茲再研討 (5-3) (5-4) 兩式, 令

$$\beta = C \cos (\rho t + \epsilon), \quad \gamma = D \sin (\rho t + \epsilon)$$

代入該兩式, 得  $(-\rho^2 I + k_2)C + I_G w \rho D = 0 \dots \dots \dots (5-9)$

$$I_G w \rho C + (-\rho^2 I + k_2)D = 0 \dots \dots \dots (5-10)$$

其振盪數程式為  $\begin{vmatrix} (-\rho^2 I + k_2) & I_G w \rho \\ I_G w \rho & (-\rho^2 I + k_2) \end{vmatrix} = 0$

或  $(-\rho^2 I + k_2)^2 - (I_G w \rho)^2 = 0$

故  $\rho^2 = \left[ \frac{I_G w \pm \sqrt{I_G^2 w^2 + 4I k_2}}{2I} \right]^2 \dots \dots \dots (5-11)$

$\rho$  之兩值一大一小, 大者為正號, 小者為負號代入 (5-9) 或 (5-10) 二式, 即得  $\frac{C}{D} = +1$  故

$$\beta = C_1 \cos (\rho_1 t + \epsilon_1) + C_2 \cos (\rho_2 t + \epsilon_2) \dots \dots \dots (5-12)$$

$$r = C_1 \sin(p_1 t + \epsilon_1) + C_2 \sin(p_2 t + \epsilon_2) \dots (5-13)$$

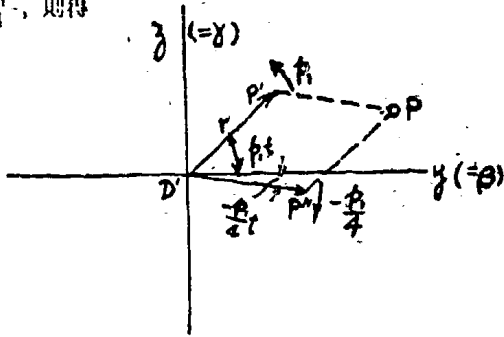
如  $p$  之 2 值為  $p_1$  及  $-p_2$ , 故考慮一特殊情形,

$$C_1 = C_2 = r, \quad \epsilon_1 = \epsilon_2 = 0, \quad \text{同時 } p_2 = \frac{p_1}{4}, \quad \text{則得}$$

$$\beta = r \cos p_1 t + r \cos\left(-\frac{p_1}{4} t\right)$$

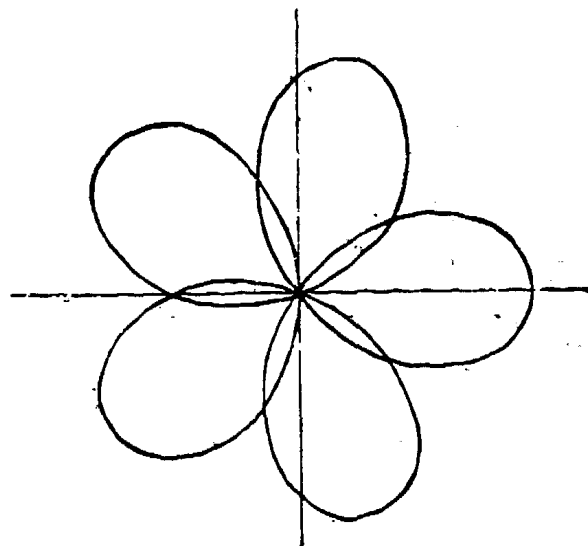
$$r = r \sin p_1 t + r \sin\left(\frac{p_1}{4} t\right)$$

如  $CP$  (圖二) 之距離為一,  $P$  則點之座標即等於  $\beta$  及  $r$ , 故  $P$  點之運動為兩種動作相合而成, 一為  $D'$  之旋轉, 其旋轉速度為  $p_1$ , 半徑為  $r$ , 一為  $D''$  在反方向之旋轉, 速度為  $-\frac{p_1}{4}$ , 其半徑亦為  $r$ . 故  $P$  點之位置由  $D'P'$  及  $D''P''$  兩矢量相加而得之, 如是則可得  $P$  點之軌跡如圖七, 圖中箭頭為表示  $P$  點之



第六圖

動向,  $P$  點之軌跡成數小圈, 其圈數等於  $P_1$  與  $P_2$  之比加一, 惟圖七所繪  $P_2$  之軌跡, 未涉及  $G$  點運動之影響, 故當  $G$  點於靜止時, 軸之運動情形, 可由圖七  $P$  點之軌跡以推知之, 是項運動, 將名之曰軸之第二種自然迴轉. 而  $G$  點之運動名之曰軸之第一種自然迴轉.



第七圖

如將兩種迴轉集合, 可得,

$$y = r_1 \cos \sqrt{\frac{a_1}{m}} t,$$

$$z = r_1 \sin \sqrt{\frac{a_1}{m}} t$$

$$F = r \cos p_1 t + r \cos\left(-\frac{p_1}{4} t\right)$$

$$r = r \sin p_1 t + r \sin\left(-\frac{p_1}{4} t\right)$$

若  $\frac{p_1}{4} = \sqrt{\frac{a_1}{m}}$ ,  $r_1 = r$  則  $P$  點之軌跡如圖八。

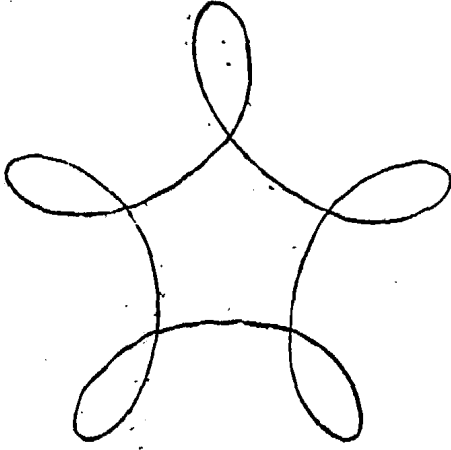
若  $\frac{p_1}{4} = \sqrt{\frac{a_1}{m}}$ ,  $r_1 = r$  則  $P$  點之軌跡以圖九。

若  $\frac{p_1}{4} = \sqrt{\frac{a_1}{m}}$ ,  $r_1 = r$  則  $P$  點之軌跡如圖十。

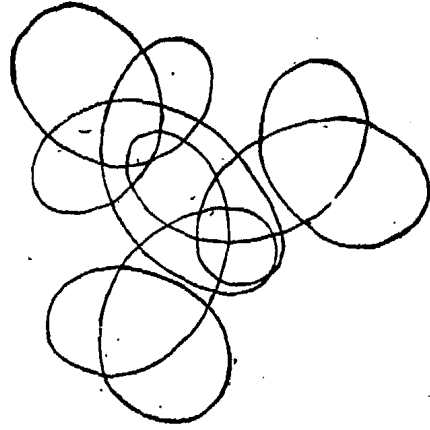
若  $\frac{p_1}{4} = \sqrt{\frac{a_1}{m}}$ ,  $r_1 = r$  則  $P$  點之軌跡如圖十一。



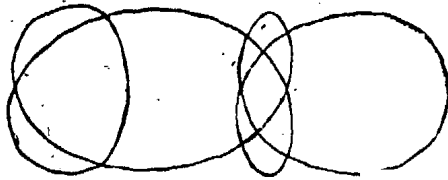
可見軸迴轉之情形，視  $p_1, p_2$  以及  $\sqrt{\frac{a_1}{m}}$ ,  $r_1, r_2$  等值而定，上述四圖，不過略舉數例，以明軸迴轉情形之如何求得耳。



第八圖



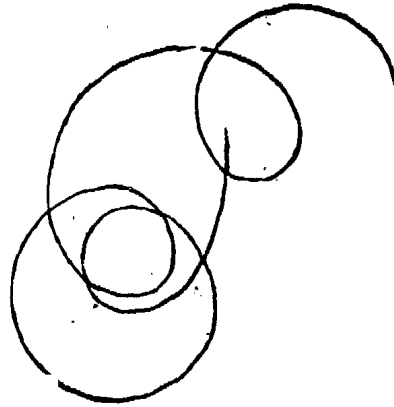
第十圖



第九圖



第十二圖



第十一圖

(六) 轉子在軸中點而無旁偏 (Lateral Deflection) 時之自然迴轉：茲用另一種座標軸，令  $z$  座軸經轉子之中心而垂直於轉子之面  $x$  座軸在紙面之上， $y$  座軸向下令  $\theta$  為  $z$  座軸與軸未迴轉時之中綫所成之角， $\dot{\phi}$  則為  $Z$  座軸繞  $AB$  綫旋轉之速度或亦可稱為軸之第二種自然迴轉速度，因軸之彎曲而生之彈性力矩為  $My = -k\theta$ ， $k$  為彈性常數如轉子為一薄片，則  $k = \frac{1}{2}$  利用旋轉器 (Gyroscope) 之運動式 (附錄二) 得轉子之運動程式如下：

$$I\ddot{\phi} \sin \theta + 2I\dot{\phi}\dot{\theta} \cos \theta - I_G \omega \dot{\theta} = 0 \dots \dots \dots (6-1)$$

$$I\ddot{\theta} - I\dot{\phi}^2 \sin \theta \cos \theta + I_G \omega \dot{\phi} \sin \theta = -k\theta \dots \dots \dots (6-2)$$

$$\omega = \text{常數} \dots \dots \dots (6-3)$$

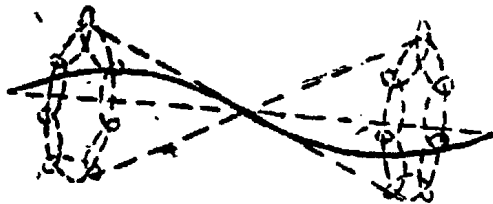
設運動穩定，則  $\ddot{\phi} = 0$ ,  $\ddot{\theta} = 0$ ，同時  $\theta$  為微值故從 (6-2) 得

$$-I\dot{\phi}^2\theta + I_G\omega\dot{\phi}\theta + k\theta = 0$$

或  $I\dot{\phi}_2 - I_G\omega\dot{\phi}_1 - k = 0$

故  $\dot{\phi} = I_G\omega \pm \sqrt{\frac{I_G^2\omega^2 + 4kI}{2I}} \dots\dots\dots(6-4)$

此式與(5-11)相同即表示軸之單純的第二種迴轉，有兩種迴轉速度，方向相反，故z-軸將繞或大圈，與通常旋轉器之轉圈運動(Nutation)相若，同時z-尚繞AB綫旋轉與旋轉器之繞行(Precession)相若。(參閱圖十三)故軸之第二種迴轉，實為旋轉器之作用。



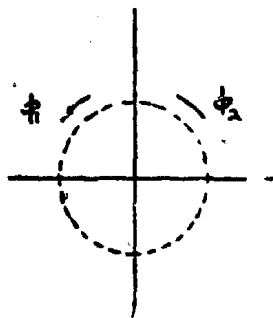
第十三圖

若  $\omega = 0$ ，即軸在者旋轉之狀態下

$$\dot{\phi} = \pm \sqrt{\frac{k}{I}} \dots\dots\dots(6-5)$$

或  $\phi = \phi_2 = \sqrt{\frac{k}{I}}$ 。如軸之兩種迴轉之半徑相等，則兩種迴轉相合成為一直徑，如圖十四，即示軸將在平面上發生振盪，由此可知軸之自然迴轉亦能產生橫振盪，是項橫振盪時軸之情形如圖十五所示其橫振盪數可於下式求之：

$$\phi^2 = \frac{k}{I} = \frac{k_c}{I} \left(\frac{l}{2}\right)^2 = \rho^2 \dots\dots\dots(6-6)$$



第十四圖

因  $k = k_c \left(\frac{l}{2}\right)^2$  (附錄三)， $k_c$  為當軸實行普通橫振盪時之彈性常數，等於  $\frac{48EI}{l^3}$  因須別於普通橫振盪數，故名  $\rho_0$  為橫振盪之第二種振盪數。普通橫振盪改為  $\rho_0^2 = \frac{k_c}{m}$ ，若  $l = mk_c^2$  則

$$\frac{\rho_0^2}{\rho_c^2} = \left(\frac{k_l}{l/2}\right)^2 \dots\dots\dots(6-7)$$

普通  $\frac{l}{2} > kl$ ，故  $\rho_0 > \rho_c$ 。是以當轉發生強制橫振盪時，通常將有兩處發生極大之振盪，一為當擾力之振盪數等於  $\rho_0$ ，一為擾力之振盪數等於  $\rho_c$  是也。

如軸之兩種迴轉之半徑不同，設一為  $a$ ，一為  $b$ ，則

$$Y = a \sin \omega t - b \sin \omega t = (a - b) \sin \omega t$$

$$Z = a \cos \omega t - b \cos \omega t = (a + b) \cos \omega t$$

$$\frac{Y^2}{(a-b)^2} + \frac{Z^2}{(a+b)^2} = 1 \dots\dots\dots(6-8)$$

故 P 點之軌跡為之橢圓，而無純粹之橫振盪發生，是種迴轉，當軸於受不定方向之擾力之後，即能發生。



第十五圖

設迴轉速度與軸之旋轉速度相等或  $\omega = \dot{\phi}$  則

$$I\omega^2 - I_G\omega^2 - k = 0$$

或  $\omega^2 = \dot{\phi}^2 = \frac{k}{I - I_G} \dots\dots\dots(6-9)$

此種迴轉速度，須  $(I - I_G) > 0$  或  $I > I_G$  方能產生，緣若  $I < I_G$  則  $\omega^2$  為負數，為不可能之事實，而

$I > I_G$ , 僅在長柱形轉子為可能, 故此種迴轉, 當轉子為長柱形時, 方能發生。

又設迴轉速度為軸之旋轉速度之反量, 或  $\phi = -\omega$ ,

則  $I\omega^2 + I_G\omega^2 - k = 0$

$$\therefore \omega^2 = \frac{k}{I + I_G} = \phi^2 \dots \dots \dots (6-10)$$

此為另一迴轉之速度, 無論轉子為長柱形或薄片, 均能發生。

(七) 當轉子在軸之中點, 由於動力不平衡而產生之強制迴轉: 軸之迴轉方式如圖十八。

$y = r, z = r$ , 由 (2-6) (2-7) 而

$$I\ddot{\beta} + I_G\dot{w}r + \frac{1}{2}\beta = M \cos \omega t \dots \dots \dots (7-1)$$

$$-I\ddot{\alpha} + I_G\dot{w}\beta - \frac{1}{2}\alpha = -M \sin \omega t \dots \dots \dots (7-2)$$

令  $\beta = C \cos \omega t, \alpha = D \sin \omega t$

則  $(-w^2 I + h_2)C + I_G w^2 D = M$

$$I_G w^2 C + (-w^2 I + h_2)D = M$$

$$C = \frac{\begin{vmatrix} M & I_G w^2 \\ I_G w^2 & -w^2 I + h_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -w^2 I + h_2 & I_G w^2 \\ I_G w^2 & -w^2 I + h_2 \end{vmatrix}} \dots \dots \dots (7-3)$$

$$D = \frac{\begin{vmatrix} -w^2 I + h_2 & M \\ I_G w^2 & I_G w^2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -w^2 I + h_2 & I_G w^2 \\ I_G w^2 & -w^2 I + h_2 \end{vmatrix}} \dots \dots \dots (7-4)$$

若 (7-3) (7-4) 之分母等於零, 則 C 及 D 將等於窮大。換言之, 軸將受劇烈之迴轉, 故軸之危速可由下式求得之:

$$(-w^2 I + h_2)^2 - I_G^2 w^4 = 0$$

或  $(-w^2 I + h_2 + I_G w^2)(-w^2 I + h_2 - I_G w^2) = 0$

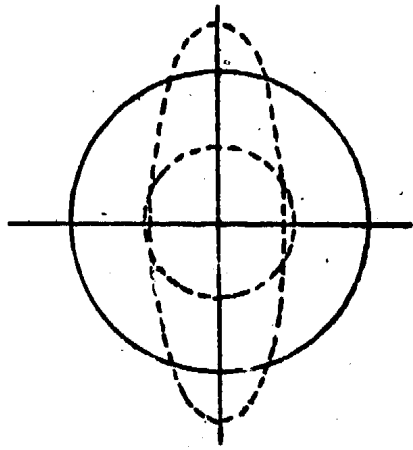
$$\text{故 } w^2 = \frac{h_2}{I - I_G} = w_1^2 \dots \dots \dots (7-5)$$

$$\text{或 } w^2 = \frac{h_2}{I + I_G} = w_2^2 \dots \dots \dots (7-6)$$

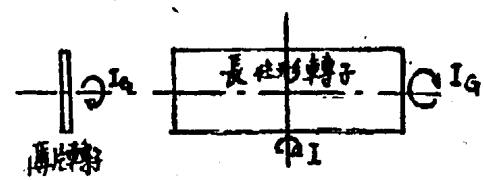
上二式與 (6-9) (6-10) 相同, 故軸因動力不平衡而生之危速, 即等於軸在第二種迴轉時當旋轉速度等於迴轉速度之迴轉速度, 此種危速在任何機械中心須避免, 緣動力不平衡, 通常為不可免之事實, 雖不平衡之量極微亦足以使軸發生極烈之迴轉而使軸破裂也。

若轉子為一薄片, 則  $I < I_G$  故  $w_1^2$  為負值, 故  $w_1$  為一虛數 (imaginary number), 換言之, 該種危速即不存在, 但若轉子為一長柱形, 則  $I > I_G$ , 故  $w_1$  可以存在, 故  $w_1$  即名為長柱形轉子之特種危速, 而  $w_2$  則無論長柱形或薄片之轉子均有之。

設長柱形轉子為剛體 (rigid bod.) 其每端距軸端之距為  $b$ ,



第十六圖



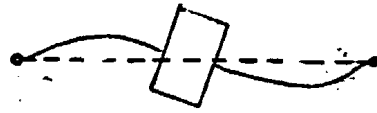
第十七圖

則  $b_2 =$  彈性常數  $= 8 K_0 \frac{l^3}{b^3}$  (參閱附錄三),  $K_0 = \frac{48EI_A}{l^3}$

$I_a$  為軸截面之面積慣率, 故  $b^2 = \frac{4 \times 48EI_A l^2}{b^3}$

$$\omega_1^2 = \frac{624 EI_A l^2}{(I_1 - I) b^3} \dots \dots \dots (7-7)$$

$$\omega_2^2 = \frac{624 EI_A l^2}{(I_1 + I) b^3} \dots \dots \dots (7-8)$$



第 十 八 圖

(八) 軸之第一種自然迴轉: 當轉子旁偏而不傾斜, 無任何不平衡或抵抗力之作用時, 軸之運動各為第一種自然迴轉其運動程式如下:

$$m\ddot{y} + a_1 y = 0 \dots \dots \dots (8-1)$$

$$m\ddot{z} + a_1 z = -mg \dots \dots \dots (8-2)$$

該二式之解為  $y = A \cos \left( \sqrt{\frac{a_1}{m}} t + \alpha \right) \dots \dots \dots (8-3)$

$$z = B \cos \left( \sqrt{\frac{a_1}{m}} t + \beta \right) - \frac{mg}{a_1} \dots \dots \dots (8-4)$$

若  $\alpha = 0, \beta = \frac{\pi}{2}$ , 消去  $t$ , 得  $\frac{y^2}{A^2} + \frac{(z + \frac{mg}{a_1})^2}{B^2} = 1 \dots \dots \dots (8-5)$

$a_1$  為軸之彈性係數, 故  $\frac{mg}{a_1}$  為軸靜止時在轉子中點之垂度 (deflection) 故當軸在第一種迴轉時, 其重心之軌跡為一橢圓, 或一正圓 (當  $A=B$  時) 惟其迴轉之中心為軸於靜止時轉子之中心  $D$  點如圖十九所示其迴轉之速度為  $\sqrt{\frac{a_1}{m}}$ .

實則轉子之重量, 對於迴轉之中心發生力矩, 該力矩之值, 隨轉子重心之位置而變更。故可推知轉子之迴轉速度, 必隨力矩而變更。苟欲求迴轉之真正速度, 須作更進一步之研討如下:

令  $D'G$  之距離為  $R$ , (圖廿) 如迴轉運動尚未穩定, 則  $G$  點之速度可分為  $\dot{R}$  及  $R\dot{\theta}$  如圖示。轉子之動能 (Kinetic Energy) 為

$$T = \frac{1}{2} m (\dot{R}^2 + R^2 \dot{\theta}^2) + \frac{1}{2} I \omega^2 \dots \dots \dots (8-6)$$

同時轉子及軸之位能 (Potential Energy) 為

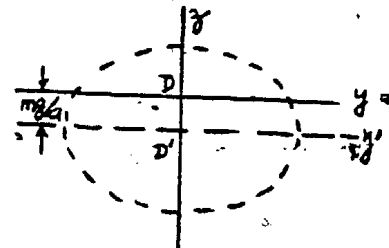
$$V = \frac{1}{2} k R^2 + mg R \sin \theta \dots \dots \dots (8-7)$$

用拉格朗基方程式 (Lagrange's Equation) 即得

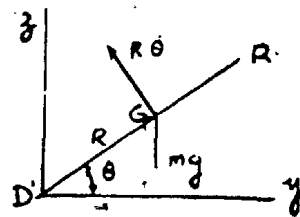
$$m k \ddot{\theta} + mg R \cos \theta = M = \text{使轉之轉動之力矩} \dots \dots \dots (8-8)$$

$$m \ddot{R} - m R \dot{\theta}^2 + k R + mg \sin \theta = 0 \dots \dots \dots (8-9)$$

此二式為轉子之運動方程式, 若運動穩定, 則  $\dot{R} = 0, \ddot{R} = 0, \dot{\theta} =$  常數故 (8-8) 變為  $M = mg R \cos \theta$ , (8-9) 化為  $m R \dot{\theta}^2 + k R + mg \sin \theta = 0$



第 十 九 圖



第 十 十 圖

$$\text{或 } \dot{\theta}^2 = \frac{k}{m} + \frac{g}{R} \sin \theta \dots \dots \dots (8-10)$$

此式表示在任何  $\theta$  時之迴轉速度。當軸迴轉一轉時，其平均迴轉速度之乘方為

$$-\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left( \frac{k}{m} + \frac{g}{k} \sin \theta \right) d\theta = \frac{k}{m} \dots \dots \dots (8-11)$$

故平均迴轉速度為  $\sqrt{\frac{k}{m}}$ ，因  $k=a$ ，故即為  $\sqrt{\frac{a_1}{m}} = p_0$ 。是以知當軸作第一種自然迴轉時，其平均迴轉速度等於軸之橫振盪數，亦即軸之危速。

(五) 由於靜力不平衡 (Static Unbalance) 所生之強制迴轉：所謂靜力不平衡，即轉子重心偏於軸心之旁，如無抵抗力則得

$$m\ddot{y} + a_1 y = a_1 c \cos(\omega t + \alpha) \dots \dots \dots (9-1)$$

$$m\ddot{z} + a_1 z = a_1 c \sin(\omega t + \alpha) - mg \dots \dots \dots (9-2)$$

因  $\frac{a_1}{m} = p_0^2$ ，故

$$\ddot{y} + p_0^2 y = p_0^2 c \cos(\omega t + \alpha) \dots \dots \dots (9-3)$$

$$\ddot{z} + p_0^2 z = p_0^2 c \sin(\omega t + \alpha) - g \dots \dots \dots (9-4)$$

$$\text{二式之解為 } y = A \cos\left(\sqrt{\frac{a_1}{m}} t + \epsilon_1\right) + \frac{p_0^2 c \cos(\omega t + \alpha)}{p_0^2 - \omega^2} \dots \dots \dots (9-5)$$

$$z = B \sin\left(\sqrt{\frac{a_1}{m}} t + \epsilon_2\right) + \frac{p_0^2 c \sin(\omega t + \alpha)}{p_0^2 - \omega^2} - \frac{g}{p_0^2} \dots \dots \dots (9-6)$$

二式之第一項實為自然迴轉，其第二項為純粹之強制迴轉。

當軸於實行純粹之強制迴轉時，G點將繞靜止時之軸心迴轉其軌跡為

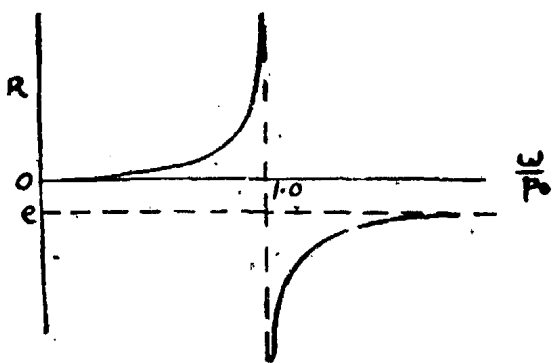
$$y^2 + \left(z - \frac{g}{p_0^2}\right)^2 = \left[\frac{p_0^2 c}{p_0^2 - \omega^2}\right]^2 \dots \dots \dots (9-7)$$

或為一半徑  $\frac{p_0^2 c}{p_0^2 - \omega^2}$  之圓，其迴轉之速度，即等於  $\omega$  或軸之旋轉速度此其別於自然迴轉者。

$$\text{令 } R = \frac{p_0^2 c}{p_0^2 - \omega^2} = \frac{c}{1 - \left(\frac{\omega}{p_0}\right)^2} \dots \dots \dots (9-8)$$

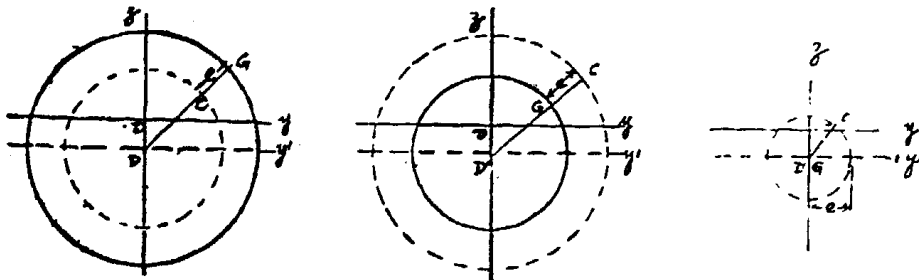
同時，繪  $R - \frac{\omega}{p_0}$  之曲綫，則可得圖廿一。當  $\frac{\omega}{p_0}$  為極小時，則  $R$  近於零，即軸無迴轉。當  $\frac{\omega}{p_0}$  漸大，則  $R$  亦漸增，軸遂迴轉。當  $\frac{\omega}{p_0}$  等於 1.0 則  $R$  為無窮大，故軸迴轉最烈，可能使軸斷裂，故於任何機械中， $\frac{\omega}{p_0} = 1$  必須避免。是項軸之旋轉速度，使軸發生最劇烈之迴轉者，通常稱為危速。故軸之危速即等於軸之自然橫振盪數，亦即軸於自然迴轉時之迴轉速度也。

當  $\frac{\omega}{p_0} < 1.0$  時， $R$  為一正數，轉子重



第廿一圖

心之軌跡圖較軸心之軌跡圖為大如圖廿二(a), 當  $\frac{\omega}{p_0} > 1.0$  時,  $R$  為負值, 則轉子重心之軌跡圖為小如圖廿二(b), 當  $\frac{\omega}{p_0}$  之值由 1.0 漸大, 則  $R$  由無窮大而降, 漸趨近於  $-e$ , 亦即  $G$  點漸趨近於  $D'$  點, 故最後若  $\omega$  較  $p_0$  大一二倍時, 則軸心之軌跡之半徑, 極近於  $e$ , 因  $e$  在普通完整之機械中, 必為一極小之值, 故因軸之迴轉而生之旁擺亦極小, 故在實際情形中即可認為軸無迴轉, 是以有一部份機械, 其旋轉速度  $\omega$  較  $p_0$  為大, 亦可避免迴轉, 且可用直徑較小之軸, 對於材料之應用, 可較節省, 而當該軸於停止或開始旋轉之時, 其速度如經  $p_0$  值, 以時間甚短, 亦不致發生任何惡劣影響也, 通常機械之速度, 為避免極大迴轉計必須較危險至少須大或小 20%。



第 廿 二 圖

(十) 由於靜力不平衡且受止擺作用 (Damping Effect) 之強制迴轉: 指因迴轉而發生之軸之旁擺愈大, 則轉子所受之抵抗力亦愈大, 因而產生止擺作用, 設抵抗力與轉子重心之速度成正比, 則其運動方程式如下:

$$m\ddot{y} + Cy + a_1 \dot{y} = a_1 e \cos(\omega t + \alpha) \dots\dots\dots (10 \quad 1)$$

$$m\ddot{z} + Cz + a_2 \dot{z} = a_2 e \sin(\omega t + \alpha) - mg \dots\dots\dots (10 \quad 2)$$

令  $\frac{C}{m} = 2k p_0$ ,  $\frac{a_1}{m} = p_0^2$   $k$  為止擺係數 (Damping Coefficient), 則

$$\ddot{y} + 2k p_0 \dot{y} + p_0^2 y = p_0^2 e \cos(\omega t + \alpha) \dots\dots\dots (10 \quad 3)$$

$$\ddot{z} + 2k p_0 \dot{z} + p_0^2 z = p_0^2 e \sin(\omega t + \alpha) - mg \dots\dots\dots (10 \quad 4)$$

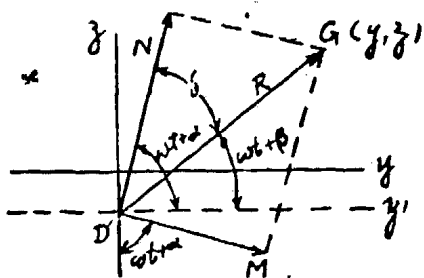
二式解為

$$y = A e^{-p_0 k t} \cos [p_0 \sqrt{1-k^2} t + \epsilon_1] + \frac{e \left[ 2k \frac{\omega}{p_0} \sin(\omega t + \alpha) + \left(1 - \frac{\omega^2}{p_0^2}\right) \cos(\omega t + \alpha) \right]}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_0^2}\right)^2 + 4k^2 \frac{\omega^2}{p_0^2}} \dots\dots\dots (10 \quad 5)$$

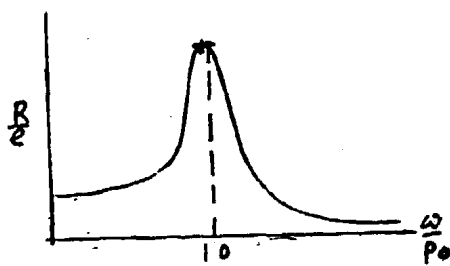
$$z = B e^{-p_0 k t} \sin [p_0 \sqrt{1-k^2} t + \epsilon_2] + \frac{e \left[ -2k \frac{\omega}{p_0} \cos(\omega t + \alpha) + \left(1 - \frac{\omega^2}{p_0^2}\right) \sin(\omega t + \alpha) \right]}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_0^2}\right)^2 + 4k^2 \frac{\omega^2}{p_0^2}} \dots\dots\dots (10 \quad 6)$$

二式中前項為止擺之自然迴轉, 後項與強制迴轉, 當  $t$  增加, 即經一時間, 止擺之自然迴轉即漸消滅, 僅任強制迴轉, 使

$$\frac{2k e \omega / p_0}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_0^2}\right)^2 + 4k^2 \frac{\omega^2}{p_0^2}} = M \dots\dots\dots (10 \quad 7)$$



第廿三圖



第廿四圖

$$\frac{r(1 - \frac{u^2}{p_0^2})}{(1 - \frac{u^2}{p_0^2})^2 + 4k^2 \frac{u^2}{p_0^2}} = N \dots\dots\dots (10-8)$$

由圖廿三，可知 G 點可由 M 及 N 兩向量相加而得，D'G 為軸於強制迴轉時之旁偏（設為 R）則

$$R = \sqrt{M^2 + N^2} = \frac{r}{\sqrt{(1 - \frac{u^2}{p_0^2})^2 + 4k^2 \frac{u^2}{p_0^2}}} \dots\dots\dots (10-9)$$

同時若僅就強制迴轉而言，則

$$y = R \cos(\omega t + \beta) \dots\dots\dots (10-10)$$

$$(z + \frac{g}{p_0^2}) = R \sin(\omega t + \beta) \dots\dots\dots (10-11)$$

$$\beta = \alpha + \delta \dots\dots\dots (10-12)$$

$$\delta = \tan^{-1} \frac{2k \omega / p_0}{1 - \omega^2 / p_0^2} \dots\dots\dots (10-13)$$

若繪  $\frac{R}{r}$  -  $\frac{\omega}{p_0}$  之曲綫，則得圖廿四曲綫之最高點，即表軸迴轉最劇烈之時，該點如當

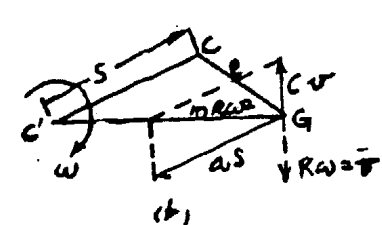
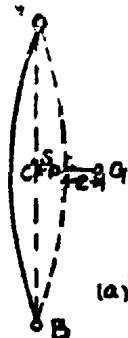
$$\left(\frac{\omega}{p_0}\right)^2 = 1 - 2k^2 \text{ 之時故軸之真正危速為}$$

$$\omega_c = p_0 \sqrt{1 - 2k^2} \dots\dots\dots (10-14)$$

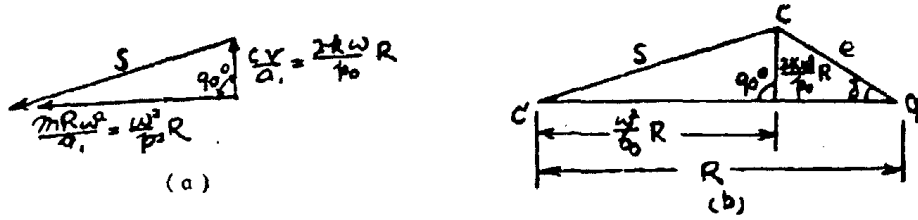
而非  $p_0$ 。但若  $k$  為一微值時（普通在 0.1 附近）則危速之約數為  $p_0$ 。亦即軸之自然橫振數。

當軸於是項強制迴轉時 G 點 C 點相互間之位置，以及軸承上所受之壓力，可求得如下：

取一垂直軸，俾可不問轉子之重量，令 C 為迴轉時之軸心之位置，C' 為靜止時軸心之位置，則軸之前視圖如圖廿五 (a)，上視形如圖廿五 (b)。當迴轉時 G 與 C 點之距離為 R，故 G 點之速度為  $R\omega = v$ 。G 點所受之抵抗力為 CV，C 點與 G 點之距離為 S，



第廿五圖



第 廿 六 圖

故  $S$  即為迴轉時軸之直正旁偏，因軸之旁偏而生之彈性力為  $a_1 S$ ，該彈性力應作於  $C$  點並沿  $CC'$  綫，但可分為同值而平行之力作用於  $G$  點與一對於  $G$  點之力距。其對於  $G$  點之力距，如與軸承上之摩擦相平衡，則轉子可以保持其旋轉速度成一常數故作用於  $G$  點之力為  $C'V$  及  $a_1 S$  如圖廿五 (b) 所示，因  $G$  點為繞  $C'$  點迴轉，其迴轉速度為  $w$ ，故兩者之合併必等於  $mRw^2$ ， $m$  為聚集合於  $G$  點之質量。

如將作用於  $G$  點之各力除以  $a_1$ ，則三角力圖廿六 (a) 同時將該力圖繪入三角  $C'CR$  中，即得圖廿六 (b)，其中  $\delta$  角為

$$\delta = \tan^{-1} \frac{2k \frac{w}{p_0}}{1 - \frac{w^2}{p_0^2}} \dots \dots \dots (10-15)$$

同時  $e^2 = \left(R - R \frac{w^2}{p_0^2}\right)^2 + \left(2kR \frac{w}{p_0}\right)^2$

或  $R = \frac{e}{\sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{p_0^2}\right)^2 + 4k^2 \frac{w^2}{p_0^2}}} \dots \dots \dots (10-16)$

該二式與 (10-13) 及 (10-a) 相同，故知  $GC'$  與  $GC$  並不在一直綫之上，其相差之角度為  $\delta$  如 (10-15)

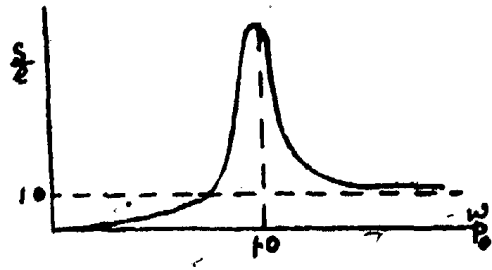
式。軸之直正旁偏為  $S$ ，其值為  $S^2 = \left(2k \frac{w^2}{p_0^2} R\right)^2 + \left(\frac{w^2}{p_0^2} R\right)^2$

或  $\frac{S}{R} = \sqrt{4k^2 \frac{w^2}{p_0^2} + \left(\frac{w^2}{p_0^2}\right)^2} \dots \dots \dots (10-17)$

同時  $\frac{S}{e} = \frac{\frac{w}{p_0} \sqrt{\left(\frac{w}{p_0}\right)^2 + 4k^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{p_0^2}\right)^2 + 4k^2 \frac{w^2}{p_0^2}}} \dots \dots \dots (10-18)$

如繪  $\frac{S}{e} - \frac{w}{p_0}$  曲綫，則可得圖廿七。由圖可知當  $\frac{w}{p_0}$  之值小時， $\frac{S}{e}$  近零，或軸無甚旁偏。當  $\frac{w}{p_0}$  將近 1.0 時，軸之旁偏臻於極大；若  $\frac{w}{p_0}$  由 1.0 而增，則  $\frac{S}{e}$  終必減至 1.0 此與無止邊時之情形相若，惟相當於旁偏最高值之  $\frac{w}{p_0}$  不同耳。

同時當軸迴轉之際，軸承所受之壓力即為軸彈性力之反應，故其值為



第 廿 七 圖



$$S a_1 = e a_1 \frac{\frac{w}{p_0} \sqrt{\left(\frac{w}{p_0}\right)^2 + 4k^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{u^2}{p_0^2}\right)^2 + 4k^2 \frac{w^2}{p_0^2}}} \dots\dots\dots (10-19)$$

若  $k$  為一微值，則軸承之壓力為  $e a_1 \frac{\left(\frac{w}{p_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{w}{p_0}\right)^2} \dots\dots\dots (10-20)$

該力因軸之迴轉亦發生旋轉，故軸承之任何點，均感受此力。

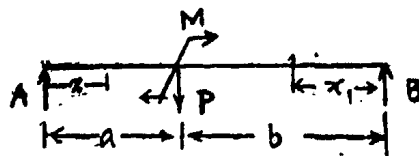
(十一) 結論：由以上各段分析，可知軸之迴轉問題，實與振盪問題相仿，因有無外力干涉之關係，而有自然迴轉與強制迴轉之別。同時因迴轉時軸彎曲之情形不同，而有第一種及第二種迴轉之別。在第一種迴轉中，轉子中心有旁偏而轉子無過度之傾斜，在第二種迴轉中，轉子中心無旁偏而軸之迴轉，全為因轉子之傾斜而生之迴旋作用。此兩種迴轉，既可與第一第二兩種軸之橫振盪 (First and second modes of lateral vibration) 相比擬，緣軸之偏度曲綫 (Deflection Curve) 之約略形式，在迴轉時與在橫振盪時實相若也。因此可推知軸必尚有第三第四……等種迴轉，然在實際情形中不獲顯着，故無實際上之重要性。

軸之迴轉速度，可與軸之橫振盪數相比擬。當軸於自然迴轉時其迴轉速度，有別於軸之旋轉速度在第一種迴轉中，兩者全不發生任何關係，因迴轉速度，即等於軸之第一種橫振盪數也。在第二種迴轉中，迴轉速度雖與旋轉速度有關，然亦不相等，且倍率之關係甚大。從此種迴轉速度，尚可導出輕軸而有轉子者之第二種橫振盪數，為研討軸之迴轉之副收穫。同時因第二種迴轉速度之有二值，且為一正一負之故，軸之迴轉過程中，遂發生轉圈作用。若合併第一第二兩種迴轉，則軸上一點之規跡因情形不同而成各種不同而又複雜之曲綫，此種曲綫，因迴轉甚速，且偏度甚微，故在實際情形中所不易察覺者。

當軸於強制迴轉之時，其迴轉速度，即等於軸之旋轉速度，並猶軸於強制振盪之時，其振盪數當等於干擾之振盪數也。至於軸之危速，除第一種迴轉時約等於軸之自然橫振盪數 (其真正危速，以止盪關係，較自然橫振盪數為小) 外，其第二種迴轉之危速有二，一為長柱形轉子所獨有，一為任何式轉子所共有。此則於設計高速度機械時，不可不予以嚴密之注意者。至迴轉時軸承所受之力，則又為設計軸承時所不可忽視者。

(十二) 附錄：

附錄一：軸之彈性力及彈性力矩之計算：當軸於  $C$  點受外力  $P$  及力矩  $M$  時，則  $C$  點即發生偏度 (Deflection)  $y$  及斜度 (Slope)  $\phi$ ，該項偏度及斜度，可用彈性能方法計算之如下：



第 廿 八 圖

軸之彈性與為

$$V = \frac{1}{2El} \left[ \int_0^a \left( \frac{Pbx}{l} - \frac{Mx}{l} \right)^2 dx + \int_0^b \left( \frac{Pax_1}{l} + \frac{Mx_1}{l} \right)^2 dx_1 \right] \dots\dots\dots (12-1)$$

故  $y = \frac{\delta V}{\delta P} = \frac{1}{El} \left[ \int_0^a \left( \frac{Pbx}{l} - \frac{Mx}{l} \right) \frac{bx}{l} dx + \int_0^b \left( \frac{Pax_1}{l} + \frac{Mx_1}{l} \right) \frac{ax_1}{l} dx_1 \right] = \frac{ab}{3El} [Pab + M(b-a)] \dots\dots\dots (12-2)$

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{\delta V}{\delta p} = \frac{1}{EI} \left[ \int_0^a -\left(\frac{Phx}{l} - \frac{Mx}{l}\right) \frac{x}{l} dx + \int_0^b \left(\frac{Pa}{l} - x + \frac{Mx_1}{l}\right) \frac{x_1}{l} dx_1 \right] \\ &= \frac{1}{3EI} [Pab(l-1) + M(a^2 - ab + b^2)] \dots\dots\dots (12-3) \end{aligned}$$

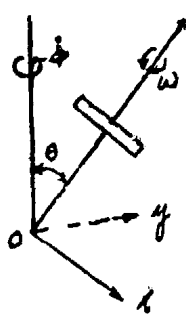
將P及M解出,得

$$P = 3IEI \left[ \frac{a^2 - ab + b^2}{a^2 b^2} v + \frac{a-b}{a^2 b^2} \phi \right] = a_1 v + a_2 \phi \dots\dots\dots (12-4)$$

$$M = 3IEI \left[ \frac{b-a}{a^2 b^2} v - \frac{1}{ab} \phi \right] = b_1 v - b_2 \phi \dots\dots\dots (12-5)$$

P及M之負值,即等於軸之彈性力及彈性力矩。

附錄二: 旋轉器之運動方程式, 令  $\vec{\lambda}$  等於旋轉動量之矢量,  $\vec{\Omega}$  等於三座標軸之旋轉速度之矢量,  $\vec{M}$  等於外力所生力距之矢量, 則旋轉器之運動方程式為



$$\frac{d\vec{\lambda}}{dt} + \vec{\Omega} \times \vec{\lambda} = \vec{M} \dots\dots\dots (12-6)$$

$$\begin{aligned} \text{今 } \Omega_x &= -\dot{\phi} \sin \theta, & \Omega_y &= \dot{\theta}, & \Omega_z &= \dot{\phi} \cos \theta \\ \lambda_x &= -I_x \dot{\phi} \sin \theta, & \lambda_y &= I_y \dot{\theta}, & \lambda_z &= I_z \dot{\phi} \cos \theta \end{aligned} \quad I_x = I_y$$

代入(12-6)即得。

$$I_x \ddot{\phi} \sin \theta + 2I_x \dot{\phi} \dot{\theta} \cos \theta - I_z \dot{\phi} \dot{\theta} = 0 \dots\dots\dots (12-7)$$

$$I_x \ddot{\theta} - I_x \dot{\phi}^2 \sin \theta \cos \theta + I_z \dot{\phi} \dot{\theta} \sin \theta = M_y \dots\dots\dots (12-8)$$

$$I_z \ddot{\phi} \cos \theta = 0 \dots\dots\dots (12-9)$$

第廿九圖

以上三式即為代表旋轉器運動之微分方程式。

附錄三: 軸之彈性常數(Spring constant)之計算: 如圖卅(a)所示, 其彈性常數為  $k_0 = \frac{F}{\delta} = \frac{48EI}{l^3}$

如圖卅(b)所示, 以CB'段視為一Cantilever, 則

$$\delta = \frac{P \left(\frac{l}{2}\right)^3}{3EI}$$

或  $\delta = \frac{Pl^3}{24EI}$ , 故  $P = \frac{F}{2}$  在C點之彈性力距為  $Pl = \frac{Fl}{2}$ ,

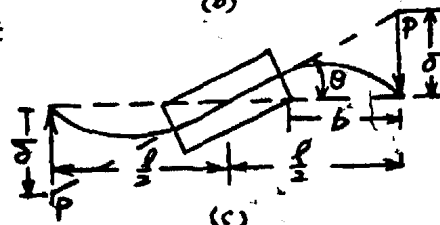
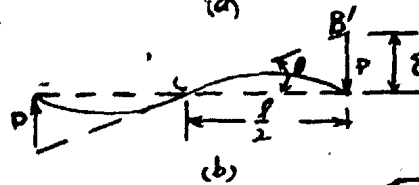
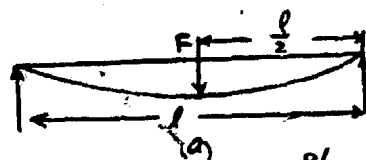
故彈性常數為  $k = \frac{M}{\theta} = \frac{\frac{F}{2} \cdot l}{\delta / l / 2} = \frac{Fl^2}{4\delta} = k_0 \left(\frac{l}{2}\right)^2$

如圖卅(c)所示, 如長柱形轉子為一剛體, 則

$$\delta = \frac{Pb^3}{3EI} = \frac{Fl^3}{48EI}, \text{ 故 } P = 16F \left(\frac{l}{b}\right)^3 \text{ 轉子所受}$$

之彈性力矩逾為  $Pl = 16F \left(\frac{l}{b}\right)^3 l$ , 則彈性常數為

$$k = \frac{M}{\theta} = \frac{16F \left(\frac{l}{b}\right)^3 l}{\frac{l}{2}} = 8k_0 \frac{l^3}{b^3}$$



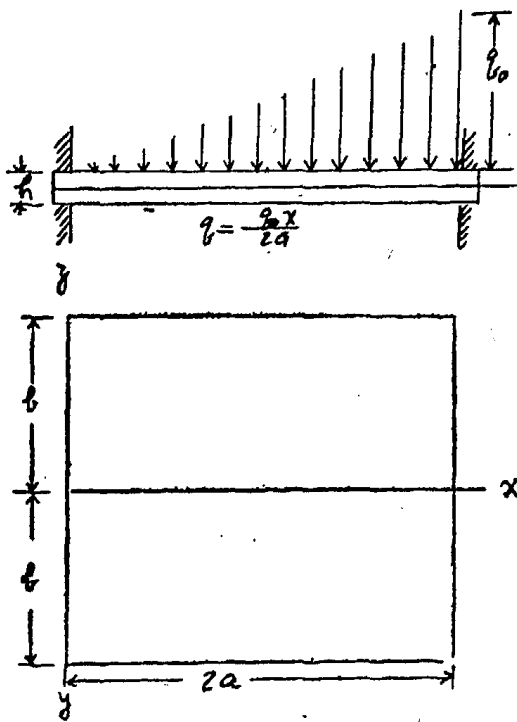
第卅圖

# 船殼板之撓曲與應力之近似解法

趙國華

構成船殼之板，其四周或係鑲接或係銲接，可視為固定者。板面所受之水壓，可視為均變載荷 (Uniformly Varying Load) 如第一圖所示。此種板之撓曲本應由撓曲面之微分方程式：

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{q_0}{D}$$



第一圖

解得，再由此求應力。此項計算太繁，應用不便。今用能量方法以求近似解，結果頗精確可用。

茲先論直梁之撓曲，由此推演板之解法。設上圖所示者為一直梁，其兩端固定，梁上有均變載荷作用。則此梁之撓曲得以次式示之：

$$W = k(x^3 - 12a^2x^2 + 16a^3x)$$

其  $k = \frac{q_0}{240EI}$ 。當  $x=0$ ，及  $x=2a$ ，其  $w = \frac{dw}{dx} = 0$

故梁端撓度及斜度為零之周界條件得以滿足。

今設上圖所示者為一板，其左右兩端固定，其他兩端暫設自由者，則此板將撓曲成柱形 (Cylindrical Surface)，其撓曲亦可用

$$W = k(x^3 - 12a^2x^2 + 16a^3x)$$

示之。惟式中  $k = \frac{q_0}{240D}$ ，其  $D = \frac{EI}{1-\mu^2} = 12(1-\mu^2)$  為板之撓曲剛性 (Flexural Rigidity of Plate)，相當於梁之  $EI$ 。

若板之四周均係固定，則四周之撓度及斜度均為零值。故上式所示之撓度必須修正，俾前後兩周亦得滿足其周界條件也。此修正因故令用  $(y^2 - b^2)^2$ ，故得撓曲之式為：

$$W = k(x^3 - 12a^2x^2 + 16a^3x)(y^2 - b^2)^2$$

如此則所有周界條件及對稱條件

$$W_{x=0} = W_{x=2a} = W_{y=0} = W_{y=b} = 0$$

$$\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)_{x=0} = \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)_{x=2a} = \left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)_{y=0} = \left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)_{y=b} = 0$$

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)_{y=0} = \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)_{y=b} = 0$$

均能滿足也。式中  $k$  值容後用能量方法求之。

板之變形能得以次式示之：

$$V = \frac{D}{2} \int_0^{2a} \int_0^b \left[ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)^2 - 2(1-\mu) \right. \\ \left. \left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}\right)^2 \right\} \right] dx dy$$

今以  $W$  代入之，得 (取  $\mu=0.3$ )

$$V = Dk^2 \cdot 70^5 [267.66b^4 + 261.02a^4 + 198.66a^2b^2]$$

再以  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$  代入之得：

$$V = Eh^3 \cdot k^2 \cdot 70^5 [24.51a^4 + 23.93a^2b^2 + 18.19b^4]$$

此項能量自外力之作功，板上載荷  $q$  於板撓曲之際所作之功為：

$$W = \frac{1}{2} \int_0^{2a} \int_{-b}^b (q dx dy) u = \frac{1}{2} \int_0^{2a} \int_{-b}^b \left( w \frac{q_0 x^2}{2a} \right) dx dy$$

今以  $w$  代入之, 得:

$$W = 1.46 q k u^2 b^2$$

變形能與功其量相等, 今等置之, 得:

$$E h^3 \lambda^2 \cdot 7 \cdot 7 = [24.51 b^4 + 23.93 a^4 + 18.19 \lambda^2 a^2] \\ = 1.46 q k u^2 b^2$$

由此求得

$$\lambda = \frac{q_0}{E h^3 a [16.79 b^4 + 16.39 a^4 + 12.46 \lambda^2 a^2]}$$

故板之撓曲之式爲

$$W = \frac{q_0 (1^2 - 12a^2 x^2 + 16a^3 x^3)(y^2 - b^2)^2}{E h^3 a [16.79 b^4 + 16.39 a^4 + 12.46 \lambda^2 a^2]}$$

板中央處之撓曲爲:

$$W_{y=0} = \frac{q_0 a^4 b^4}{E h^3 [3.36 b^4 + 3.20 a^4 + 2.49 a^2 b^2]}$$

若爲方板, 則其中央處之撓曲爲:

$$W_{y=0} = 0.00685 \frac{q_0 (2a)^4}{E h^3}$$

其  $2a$  爲方板之邊長。

板之最大撓曲在  $x=1.05a, y=b$  處, 與中央甚近。

最大撓曲亦與中央處撓曲相差無幾, 約大1%耳。

板之左右兩端沿  $x$  方向之彎曲力矩爲

$$(M_x)_{y=0} = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{y=0} \\ = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)_{y=0} = -32D : a^2 (y^2 - b^2)^2$$

$$(M_x)_{y=2a} = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{y=2a} \\ = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)_{y=2a} = +48D k a^2 (2 - b^2)^2$$

故左右各端力矩之值成2與3之比。最大彎曲力矩

當在重端(即右端)之中點。即

$$(M_x)_{max} = 48D k a^2 b^4$$

以  $D$  與  $k$  之數值代入, 即得最大彎曲力矩之值。重端

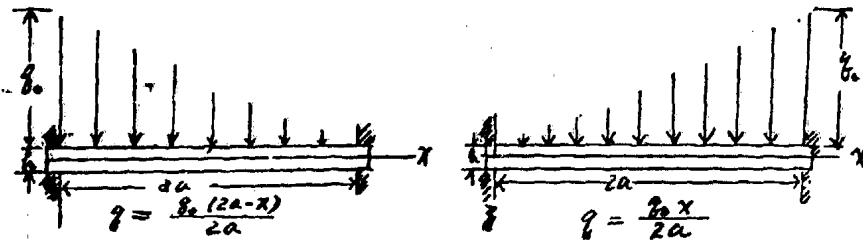
中點之壓力當最大, 即

$$(S_x)_{max} = \frac{6(h/x)_{max}}{l^2}$$

上述近似解法之精度, 因無正確解法可資比

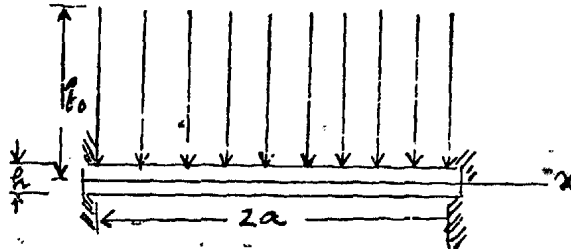
較而無從知之。但可如下述間接求之。

設以次列兩種情形重疊之:



第二圖

則得均佈載荷之情形, 如第三圖所示。



第三圖

因第二圖所示各板中央處之撓曲應相同，就方板而言各為  $0.00655 \frac{q_0(2a)^4}{Eh^3}$ ，故得均佈載荷情形時中央撓曲應為  $0.0137 \frac{q_0(2a)^4}{Eh^3}$ 。關於均佈載荷情形之正確解法業已求得（可閱 Timoshenko: Theory of plates and shells 第228頁之表，表中  $a$  與  $b$  指板之邊長，此處則為  $2a$  與  $2b$ ，是須注意。）方板中央之撓曲為  $0.0138 \frac{q_0(2a)^4}{Eh^3}$ ，故對於此種尺寸比例，近似解法之誤差約 0.7% 耳。對於其他尺寸比例之結果，列如下表。

第一表

板周固定受有均佈載荷之矩形板中央處之撓曲

$b/a$	正確值	近似值
1.0	$0.0138q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0137q_0(2a)^4/Eh^3$
1.1	$0.0164q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0166q_0(2a)^4/Eh^3$
1.2	$0.0188q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0187q_0(2a)^4/Eh^3$
1.3	$0.0209q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0209q_0(2a)^4/Eh^3$
1.4	$0.0226q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0228q_0(2a)^4/Eh^3$
1.5	$0.0240q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0244q_0(2a)^4/Eh^3$
1.6	$0.0251q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0258q_0(2a)^4/Eh^3$
1.7	$0.0260q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0271q_0(2a)^4/Eh^3$
1.8	$0.0267q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0289q_0(2a)^4/Eh^3$
1.9	$0.0272q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0290q_0(2a)^4/Eh^3$
2.0	$0.0277q_0(2a)^4/Eh^3$	$0.0298q_0(2a)^4/Eh^3$

由上表可知當  $b/a=1.0\sim 1.2$  時，其誤差雖在不安定一側 (On the side of unsafety)，然至多 0.7% 而已。當  $b/a=1.4\sim 2.0$  時其誤差在安定一側 (On the side of safety)，則雖有誤差，無礙安定。上表雖係比較均佈載荷情形，實亦間接比較均佈載荷情形者也。

仿前述重疊之法，求均佈載荷情形中板之左右各端中點之撓曲力矩，並與正確解法比較之，則得下表：

第二表 板周固定受有均佈載荷之矩形板之左右各端中點之撓曲力矩

$b/a$	正確值	近似值
1.0	$0.0513q_0(2a)^2$	$0.0490q_0(2a)^2$
1.1	$0.0587q_0(2a)^2$	$0.0479q_0(2a)^2$
1.2	$0.0659q_0(2a)^2$	$0.0550q_0(2a)^2$
1.3	$0.0687q_0(2a)^2$	$0.0613q_0(2a)^2$
1.4	$0.0726q_0(2a)^2$	$0.0670q_0(2a)^2$
1.5	$0.0757q_0(2a)^2$	$0.0720q_0(2a)^2$
1.6	$0.0800q_0(2a)^2$	$0.0765q_0(2a)^2$
1.7	$0.0799q_0(2a)^2$	$0.0800q_0(2a)^2$
1.8	$0.0812q_0(2a)^2$	$0.0829q_0(2a)^2$
1.9	$0.0822q_0(2a)^2$	$0.0853q_0(2a)^2$
2.0	$0.0829q_0(2a)^2$	$0.0878q_0(2a)^2$

由上表可知撓曲力矩之近似值誤差頗大，且多在不安全一側。故為精確與安定計，撓曲力矩實不能由撓曲之近似式求之也。今由均佈載荷情形之正確結果，推求均佈載荷情形中之撓曲力矩。第二圖所示兩均佈載荷情形中共輕重各端撓曲力矩之比為 2 對 3。即此種情形重端中點之撓曲力矩為第三圖所示均佈載荷情形中左右各端力矩之  $3/5$ 。故均佈載荷情形中重端中點之撓曲力矩，亦即最大力矩可由上表導得。最大撓曲應力亦可算出。所得結果如下表所示：

第三表 板周固定受有均佈載荷之矩形板中最大力矩及最大應力

$b/a$	最大撓曲力矩	最大應力
1.0	$0.0507q_0(2a)^2$	$0.154q_0(2a)^2/h^2$
1.1	$0.0548q_0(2a)^2$	$0.200q_0(2a)^2/h^2$
1.2	$0.0582q_0(2a)^2$	$0.2292q_0(2a)^2/h^2$
1.3	$0.0412q_0(2a)^2$	$0.241q_0(2a)^2/h^2$
1.4	$0.0436q_0(2a)^2$	$0.2616q_0(2a)^2/h^2$
1.5	$0.0453q_0(2a)^2$	$0.2778q_0(2a)^2/h^2$
1.6	$0.046q_0(2a)^2$	$0.2808q_0(2a)^2/h^2$
1.7	$0.0478q_0(2a)^2$	$0.2888q_0(2a)^2/h^2$
1.8	$0.0487q_0(2a)^2$	$0.292q_0(2a)^2/h^2$
1.9	$0.049q_0(2a)^2$	$0.298q_0(2a)^2/h^2$
2.0	$0.0496q_0(2a)^2$	$0.2976q_0(2a)^2/h^2$

# 船用重型柴油機生鐵曲柄軸鑄造之研究

蕭才勵

船用重型柴油機之曲柄軸過去多以馬丁鋼用 Block forging 之方法鍛造。每製一根所費工料至巨。由開始鍛造至車製完成約需時四月到六月之久，而其成品之重量則僅不過原料之 $\frac{1}{3}$ ，餘者皆於製造過程中消耗去矣，不復能利用，以工程學之原則言之，實為一種浪費。為減免此種浪費之損失，近年來遂有生鐵曲柄軸之製造。

生鐵質之曲柄軸並非一新奇事物，若干年前業早為汽車工業所採用。然船用重型軸之試以生鐵製造乃係近十年來之發展。戰爭期間工料之缺乏，益促使此項研究之進步，生鐵曲柄軸之主要優點約可具列如下。

- (1) 鑄造品可以具有較繁複之形狀，設計時可少受限制。
- (2) 大量鑄造遠較鍛造為迅速，故能節省時間。
- (3) 生鐵之 Endurance limit 不若鍛鋼之易受形狀及表面光滑度影響故所鑄之軸可以車製較為粗糙，因以節省工時。
- (4) 生鐵之 Damping capacity 較大，軸之 Torsional vibration 因以減小。
- (5) 生鐵較鋼質價廉。

基於以上諸原因，生鐵曲柄軸之製造成本約僅為鍛鋼者之半數。

鑄造生鐵質之曲柄軸所須克服技術上之困難甚多，主要者則為鑄出之生鐵，必須適合設計之需要，尤以生鐵之 Carrying strength 必須設法提高，模型設計及澆鑄技術亦須改進。所鑄之軸其各部分之物理性質必須統一，決無任何鑄造上之缺陷。一九四五年至一九四六年秋，作者得美國 The Cooper Bessemer Corp. 之合作，曾參加該公司 Grove city plant 鑄造船用重型柴油機曲柄軸之試驗，試驗之重點即在上述諸項困難之克服，所循之途徑係為：

- (1) 大量摻用鋼料，以減低鐵中之炭分。
- (2) 使用  $\text{Ca Si}_2$  為 Inoculant 以改善生鐵中之 Graphite structure。
- (3) 加入適量之 Ni. Mo. 並控制鑄件之冷卻速度或採用適當之熱處理，以使鐵中之 Ferrous background 成為純粹之 Accicular structure。
- (4) 改進模型設計並選擇最適宜之鑄造方法以減免一切鑄造上之缺陷。

茲分別敘論如下：

生鐵之物理性質如何，完全決定於其內部之結構，倘欲增強其物理性質性一須行專事，即係對其內部結構之控制，實際言之，生鐵者乃鋼類之具有 Graphite 者也。故其內部結構亦可分為二項：

## (1) Graphite 之結構

生鐵中 Graphite 之形成係當鐵液自高溫冷卻液同時析出，當其 a. 數量最少，b. size 最

小，c. 分佈情況佳良時，生鐵可具有最高強度，影響於 a. b. 兩項之因素，依其重要次序，有如下列：

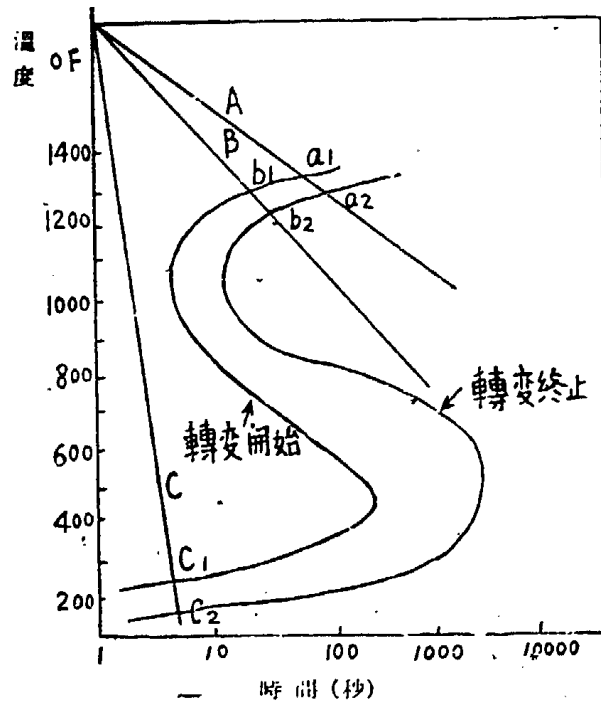
① 鑄件冷卻之速度，② 所含炭分之多寡，③ 其他影響 Graphitization 之因素，故控制之有效方法應為 ① 不使鑄件之斷面過厚，② 儘量減低鐵中之含炭量，③ 加入有防阻 Graphitization 作用之金屬，惟宜注意者即當 Graphite size 減低至一定限度時其分佈之情形亦有改變，American Foundrymen's Association 及 American Society of Testing Materials 會將 Graphite 在灰口生鐵中之分佈歸納為 A. B. C. D. E. 五型，其中 D. E. 兩型係 Interdendritic segregation (random 及 preferred Orientation) 亦即 Grainboundary type 之分佈是也。生鐵之具有此型 Graphite 者其物理性質甚低，故宜特別避免，高強度生鐵所含之 Graphite 則為 A 型之 Uniform distribution, random orientation Grain boundary type 之 graphite 係由 eutectic 中所析出，形成之時間在 eutectic temp. 以下，A 型之 Graphite 則形成於 eutectic temperature 時，生鐵之 graphitization 亦一若空氣中水汽之凝結，當其具有凝結之核心時最易發生，故欲控制生鐵中 graphite 之分佈，可於鐵液開始凝結前投入一種物質，為其 graphitization 之核心，則能獲得良好之 A 型分佈，此種方法名為 "Innoculation" 其控制生鐵中 graphite 分佈之功效，近年來已為世所公認，目前若干種專利製造之高強度生鐵鑄件，其鑄造之秘訣即在使用各種有效之 Innoculants 以改善生鐵 Graphite 之結構，Innoculants 之種類甚多，然其中大多含有 Si 之成分，蓋 Si 為 Graphitization 之強烈激勵劑也。

## (2) Matrix 之結構

生鐵之 Ferrous background 與鋼質者完全相同，主要構成分子為 Ferrite, pearlite 及 Cementite，生鐵之含有 Ferrite 者其性較軟，強度特低，含有 Cementite 者為白口鐵或麻口鐵，更製為難，故皆為吾人所不取，高強度而可車製之生鐵，須為純粹之 Ferritic Casting。設使生鐵所含之 Carbon equivalent ( $CE = C + 1/2 S + P$ ) 與其冷卻速度配合得宜，則鑄件之 Fixed Carbon 成分可介於 0.7% 至 0.9% 間，純粹之 Pearlitic structure 即可獲致。

生鐵自高溫冷卻時，先有 Austenite 逐漸析出，待至一定溫度時則又由 Austenite 轉變為 Pearlite，如冷卻之速度愈快，則轉變之溫度愈低，所獲得之 Pearlite 亦愈細緻，鑄件之強度亦愈高。當冷卻之速度極快，例如赤熱之鐵浸入冷水池中之使其驟冷時，則所得者為堅硬強固之 Martensite，無法以普通方法車製之，如再使冷卻加速，即無轉變之發生，其結構仍為強度甚低之 Austenite。上述之轉變過程若以生鐵之冷曲線與 "S Curve" 相並表明之，則甚清晰。圖(一)中直坐標所表者係生鐵之溫度，橫坐標所表者係冷卻之時間，設鑄件之冷卻如 A 線所示，則於  $t_1$  點時其中 Austenite 開始轉變為 Pearlite，至  $t_2$  點時轉變完成，如冷卻速度增加如 B 線所示則於  $t_1'$  點開始轉變， $t_2'$  點轉變完成，倘速度再增加如 C 線所示，則轉變發生於  $t_1, t_2$  之間，依 B 線所得者為細緻之 Pearlite 依 C 線所得者乃為 Martensite，1911 年美國 R. A. Filim, D. J. Reese 兩氏發表其試驗之結果，謂生鐵中 Austenite 之轉變在發生於  $900^\circ F$  至

500°F 之間，則所獲得者為一種所謂 Accicular Structure 其 Tensile streng 可達 90,000 #/in<sup>2</sup> 以上，硬度約在 B. H. N. 280-400 之間，不難車裂，實為已知之生鐵最佳結構，宜於鑄造高強度之鑄件惟普通生鐵之冷卻速度，實無法控制之，以使其轉變發生於上述溫度之間，Finnc 及 Reese 氏之方法乃係於低炭鐵中加入適量之 Ni 及 Mo 而使生鐵之 S-curve 向右移動至適當距離故生鐵之冷卻速度雖



註：圖中 A B C 三線均係假設試驗之冷卻應不為直線

圖(一) 生鐵之 Austenite Transformation

未改變，亦可使其 Ausstenite 之轉變發生於 900°F 至 500°F 之間而可獲致此種新的結構。

表(一) 生鐵結構之比較

結構	B. H. N.	T. S. #/in <sup>2</sup>
Austenite	150-250	35,000-50,000*
Pearlite	250-300	50,000-70,000*
Accicular Structure	280-400	90,000-105,000*
Martensite	500	—

\* 註：生鐵強度受 Graphite 之影響減低，實際不達此數。

為控制鑄件之內部結構作者等所鑄者為一種專利之生鐵名為 Mcchanite metal，其鑄造特殊之過程係於鐵液注入模中以前，以機械之方法加入 Ca Si<sub>2</sub> 之粉末，因其 Inoculating 之作用乃可使鑄件之 Graphite 成為 A 型之分佈熔煉前配合材料時，為減低鐵中之炭分會採用 80% 至 90% 之鋼軌材料，其中 Mn, Si, 成分之不足。則用高錳高砂之 Spiegl eisen 及 Silvery pig 加以平衡。配合時鐵中 Carbon equivalent 之數量使略低於所需要者，俟 Ca Si<sub>2</sub> 加入後，因其激勵作用，件中 Fixed Carbon 之含量在 0.3% 左右不致有 Free Cementite 或 Free ferrite 之產生，澆鑄之前並以 Caill test 測探其 Graphitization 是否得宜，因可約略預知其結構情形。作者等用此方法鑄出之軸及其他鑄件均具有 A 型 Graphite 之分佈。

試驗時最重要且有興趣之研究乃係如何以普通之 Cupola 爐得具有 Accicular structure 之生鐵，



一若 Flinn 及 Reese 氏於電爐中所熔得者，電爐所熔之鐵，因熔煉時易於控制，含炭量可以甚低，Flinn 及 Reese 氏所鑄者約僅含炭 2.5% 左右，但以普通 Cupola 熔煉之，雖有最佳技巧亦殊難使其含炭量低於 2.8% 以下，含炭量之多寡對於生鐵 Austenite 轉變之溫度頗有影響，但吾人相信含炭較高之 Cupola 生鐵加入適當之 Ni 及 Mo 後若經過適當之熱處理亦可具有此種 Accicular structure。

實際上吾人之目的係在提高軸之物理性質期能使其 Tensile strength 及 Carrying strength 分別達到 70,000<sup>lb</sup>/in<sup>2</sup> 及 20,000 以上以符設計上之需要，試驗時着重點亦即在此。作者等所鑄之軸，直徑自 7<sup>1</sup>/<sub>2</sub>" 至 9" 不等，軸承等處鑄為空心管狀厚度約為 2" (2" 為最適宜之厚度詳見下文) 試驗中所採取之熱處理方法共計有四：

- (一) 鑄件澆出冷卻後，取出置爐中漸熱至 1600°F 二小時後浸入油中驟冷之，再漸熱至 1050°F，凡二小時，然後置空氣中冷卻之。
- (二) 鑄件在沙模中冷卻後，取出置爐中漸熱至 1600°F 二小時後置於 900°F 之油池中冷卻之，再取出置爐中使維持 650°F 凡十六小時，然後置空氣中冷卻之。
- (三) 鑄軸於沙模中冷卻後，取出置爐中漸熱至 1600°F 二小時後置於 650°F 之油池中驟冷之，然後取出置爐中使維持 50°F 凡十六小時，復置空氣中冷卻之。
- (四) 鑄件澆後，俟於沙模中冷卻至 1600°F 即取出置空氣中冷卻至室內溫度，然後置爐中測熱至 1050°F，凡二小時，復逐測冷卻之。

第一法即通常所謂 Harden and temper 之方法係用以增強鑄件之 Tensile strength 及其硬度者，此 1050°F 之 Tempering 溫度可予吾人以可車製之最高硬度。後三法則係欲用以獲致 Accicular structure 者，作者並無適當之 S curves 以供應用僅假設 Oil quenching 之速度足使轉變發生於油池之溫度。表(二)所示之一例可說明生鐵曲柄軸，經過上述各種不同之熱處理後，其物理性質所受之影響。

表(二) 熱處理對於鑄軸物理性質之影響

熱處理	Tensile Strength PSi	BlIn	Izod ft-lb	Carrying Strength PSi	熱處理後 T.S. 增加 之百分率	熱處理後 C.S. 增加 之百分率	C.S. 與 T.S. 之比率	Microstructure
無	50,500	217	18	17,500	—	—	0.35	細緻之 Pearlite
第一法	66,600	311	16	18,000	31.9	2.9	0.27	Sorbo-martensite
第二法	63,300	248	15	17,500	25.4	0	0.28	Accicular Structure + Pearlite
第三法	71,000	255	21	22,500	40.6	28.6	0.32	Accicular Structure 及少許 Ferrite
第四法	66,000	218	18	21,000	30.8	20.0	0.32	Pearlite + accicular Structure
化學成分:	T.C, 2.84; Si, 1.40; Mn, 0.67; P, 0.11; S, 0.059; Ni, 1.68; Cr, 0.16; Mo, 0.46; Cu, 0.15%.							

上述各法試驗之結果以第三法為最佳，經此種熱處理後生鐵之 Tensile strength, Carrying strength, 及 Impact resistance 均有顯著之增加，第四方法係於鑄件赤熱時即稍除沙，工人甚多苦之。

且此法易使所鑄之軸銷除去毛刺，甚為宜用，不於 Harden and temper 之法難得同等之 Tensile strength 提高 30% 以上，但 Carrying strength 則不受其影響，Imp. c. resistance 則因之降低，故更不宜用於生鐵曲柄軸之製造。

熱處理而生鐵之內部之缺陷於事後鑄件之物理性質有決定性之影響，故所加之 Ni 及 Mo 應適量能使原本之結構成爲極細致之 Pearlite 或僅有部之 Accicular structure 未過熱處理後始有最佳之結果，表(三)中所示之實驗結果可說明 Ni 2%；Mo, 1%；爲一適宜之成分，可予吾人以甚佳之結果。

表(三) 鋼軸之化學成分及物理性質

生鐵成分									物理性質			
T.C.	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	熱處理	Tensile Strength, Psi.	BHN	Carrying Strength, Psi.	Microstructure
2.83	1.62	1.19	0.51	0.073	1.89	0.77	0.97	第三法	73,100	262	23,000	90% a.c. Structure 10% Pearlite
2.85	1.32	1.19	0.51	0.06	1.99	0.9	1.3	第三法	72,500	269	24,400	95% a.c. Structure 5% Pearlite
2.75	1.66	1.13	0.65	0.02	2.16	0.9	1.13	第三法	73,500	285	21,000	9% a.c. Structure 15% Martensite

由此，吾人可獲得一項結論，即具有適當成分之合金生鐵經過熱處理後內部結構可成爲 Accicular structure，其物理性質甚佳，尤以 Carrying strength 較一般生鐵者爲高，適於曲柄軸鑄造之用。

作者等所鑄之柴油機之軸長度自 9 呎至 16 呎，軸徑自 7 吋至 9 吋不等，爲減免鑄造上之困難，其軸承及曲柄柱等處皆鑄爲空心者以使鑄件之各處厚度平均，鑄造之先曾考慮下列三種鑄法：

(一) 立澆立冷法——此法係使軸垂直澆鑄之，澆口開於鑄件之一旁，由鑄件之底垂直置數個小 Ingates 與澆口相連，澆鑄時鐵液即可由此處漸流入模型，直至昇滿爲止，鑄件之上端則置有一大型 Riser 當鑄件開始冷縮時，即由其中補充鐵液，此法之弊病甚多：第一，軸之長度甚大，鐵液流入模型前須先自 9 呎至 16 呎之高處之澆口中擊下，衝及澆口之底，易激起該處之沙使之流入澆口內。第二，所開之 Ingates 斷面積不能過大俾免鐵液之渣滓易於流入，故澆鑄之速度亦不能過快，則澆鑄後自軸之底端昇上後，其上端之溫度必較下端爲低，而 Riser 則在軸之上端，殊不合 Directional Cooling 之原則。第三，由於軸之長度甚大，模型下端所受鐵液壓力甚巨，故下端軸承之泥心極易有 Gummin 之現象，因此非但有損鑄件，除沙工作亦有大困難。第四，全軸各處之冷卻速度不同，則其各部物理性質有異，基於以上數種原因，此種澆鑄冷卻之方法不能適用。

(二) 橫澆立冷法——此法較前法優越之處係能增加鐵液流入之速度及減免沖沙之危險，澆口開於模型之一端，鐵液流入後即轉向垂直一與軸平行之 Runner，再由數個 Ingates 內流入模型中，吾人可於 Runner 中之數處設置 Traps 及 Skimmers 以阻遏鐵液中之渣滓，因之 Ingates 之面積可較前法中所用者爲大，鐵液之流通亦因之增加矣。此法之缺點爲：(1) 因澆鑄後，軸須豎立冷卻之，故澆口須開於軸之一端高於 Riser 之處，俾免鐵液於軸立起時反向流出，因是鐵液流入後，須經過此與軸等長之 Runner 始能流達軸之另一端，鐵液因而冷卻。(2) 直立冷卻時，軸

、之下端所受鐵液壓力甚大，故泥心處有 Burn in 之危險，如用堅硬之泥心則除澆甚感困難。

(三)橫澆橫冷法——此法較立冷法為優之處，在於其澆口可開於軸之中段附近，鐵液可以順利流入模內而無損失溫度之虞，且鐵液在模內各處所受壓力平均，溫度亦均相等，故能獲得健全完美之鑄件。

試驗之初，作者等即期待此第三法能予吾人以取生之能未，蓋此法除自上述之優點外，尚有學理上之便利，經過多次試驗後，證明此法所鑄之軸確能完美無缺，立澆立冷法澆鑄時55秒者，橫澆橫冷法竟能減低至17秒鐘，澆鑄時間之久暫，對鑄件之健全與否有顯著之影響，作者等曾試以大號之 Riser 加諸立冷之軸之頂端，但以軸之兩面過多，實未能盡其 Feeding 之效用，自第二曲柄以下，遂有冷縮之現象，而軸之上下兩端物理性質之相異，尤予作者等以甚大困難，故試驗之結論約可列如下：

(一)立澆立冷法或橫澆立冷法僅宜於鑄造彎曲較少之小型質心軸，若以之鑄造大型質心式之曲柄軸則不適宜。

(二)橫澆橫冷法之澆法為鑄造大型曲柄軸之最佳方法，鐵液流入模內最速，分配亦最均勻，模內各部分之壓力及冷卻速度相同，故軸各處之物理性質亦均無異，惟欲獲得理想之結果須具備下列諸條件：

(A)為求澆入時之迅速不宜使用任何 Spen riser，故軸之各處斷面厚度均宜相同，Webs 之厚度亦須與性處無大差異。

(B)軸承處之泥心直徑不得小於軸徑之50%，且泥心四週鐵液最厚處不得超過2吋，否則泥心處即有 Penetration 之現象。

作者等認為最適宜之澆鑄方法係使鐵液自兩只3吋直徑之澆口流入一 Catch basin 內，此 Basin 位於模型之中段，兩端皆有 Skimméd Cores，其隙孔面積僅等於澆口面積之60%以收防阻澆鑄之效。鐵液復自此處流入兩端與軸軸平行等長之 Main runner 內，由此 Runner 鐵液復經若干 Gates 而流入一與之平行之 Inner runner 內其斷面積較 Main runner 為小，由此每隔6吋即有一 Gate 與模型相連，鐵液可藉此平靜流入模內，鐵液流經之處其斷面積逐漸漸減壓力即可因之而生，渣滓等物無從流入模內矣，試驗之結果極為完滿，所有鑄出之軸經在鑄均無任何缺陷，各部物理性質亦至均。

作者等所用之鑄沙含結土 18%，水分 6.5%，Green permeability 120，Green Compression strength 14 lbs.，A. F. A. Grain fineness 36，沙模內凡與鐵液接觸之面皆塗以 Graphite base blacking 40 Be. 沙模係先於烘房內烘乾再冷至室內溫度掛箱前復塗以 Silica Wash 一度，泥心沙係以 Washed silica sand 加入 Linseed oil 約為 80:1 之比例，所含水分約為 7%，Green permeability 140 Dry permeability 255，Dry shear strength 120 lbs，Dry tensile strength 130 lbs，Dry transverse strength 52 lbs，A. F. A. Grain fineness 45 泥心與鐵液接觸之處烘乾後塗 silica wash 兩度，掛箱之前使冷卻至室內溫度。

# 造船名詞

葉在載

Abait 後, 向後	Balanced Rudder 均衡舵	Bitts 桅樁
Aboard 船上	Ballast 壓艙	Blittmastick 泥青油
Abreast 并肩	Ballast Tanks 壓艙水艙	Bleeder 洩閥
Accommodation Ladder 水梯	Ballast Water 壓艙水	Blind Pulley 假轆轤
Aft 船後部	Ballast Condition 有壓艙的狀況	Block 塊, 轆轤
After Body 船體後部圓	Barge 駁船	Block Check 桅頂轆轤
After Frames 船體後部骨幹	Battens 木條	Block Fiddle 爲於轆轤
After Peak 後壓艙水艙	Battens Cargo 貨艙內之護貨條	Block Snatch 開口轆轤
After Perpendicular 船後直垂點	子	Blower 送風機
Air Port 氣洞	Beam 橫樑	Boarding 登船, 上船
Aloft 甲板之上	Beam Knee 樑耳	Bobstays 艙岸牽索或鍊
Amidships 船中心	Beam Line 樑綫	Body Plan 船體綫圖
Anchor 錨	Beam Transom 樑樑, 最後橫樑	Boiler 鍋
Anchor, Bower 前錨, 艙錨, 主錨	Bearer 承	Boiler Casing 爐棚, 火艙頂罩
Anchor Kedge 小錨	Bearing 軸承	Boiler Room 爐艙
Anchor Sea 流錨 (帆布製)	Bell Mouthed 喇叭口	Bollards 繫索柱
Anchor Stream 錨錨	Below 下	Bolster Plate 護索板
Angle 角鐵	Bending Rolls 彎曲捲筒	Bolt 螺釘
Angle Bar 角鐵	Bending Slab 彎骨骨場鐵磚	Bolting up 用螺釘裝上
Angle Bulb 球尾角鐵	Berth 牀位,	Bonjean Curve 邦金氏曲綫, 船體橫剖面積曲綫
Angle Collar 角鐵環	Between Decks 兩層間	Booby Hatch 活蓋小艙口
Appendage 副屬體	Bevel Closed 銳角	Boom 橫, 吊杆
Area of Sections 船體分段面積	Bevel Open 鈍角	Boom Table 桅架橫架
Astern 向艙	Bight 彎處	Boot Topping 水綫帶油漆
Athwart 橫過	Bilge 艙, 船底轉角處, 船底破損	Bosom 角鐵內部
Athwart Ship 橫過船體	Bilge Plates 船底轉角處板	Bosom Bar 裝在角鐵內部的角鐵
Auxiliaries 副機	Bilges 船艙內最低處	Bosom Plate 裝在角鐵內部的板
Awning 天幕	Bill Board 鋪木	Boss 轆, 軸頭
Back Stay 後牽索	Bitter End 鏈鍊尾端	

Boss Plate 軸帶板	Bulkhead Collision 前水艙隔壁	Carlings 短縱樑
Bottom 船底	Bulkhead Joiner 木隔艙	Casings 罩
Bottom Outer 外底	Bulkhead Stiffener 隔艙壁支條	Cavit 繫繩橫桁
Bottom Inner 雙層底內板	Bulkhead Swash 擋水隔艙壁(不水密)	Ceiling 艙內襯板
Bottom Plate 船底板	Bulkhead Wire Mesh 鐵網隔艙壁	Ceiling Floor 船底板
Bow 船	Bulldozer 電力, 或水力板撿機	Ceiling Hold 艙內襯板
Bow Lines 船首段纜索	Bulwark 露艙	Centre Line
Bow Sprit 船頭桅	Bulwark Stay 露艙撐柱	Centre of Buoyancy 浮力心
Brace 索條, 曲柄鐵, 橫桅杆收放索	Bumped 敲成凹或凸形, 凹頭	Centre of Floatation 浮面心
Bracket 托架	Bunk 臥舖	Centre of Gravity 重心
Breadth Extreme 總寬	Bunker 煤艙	Centre of Lateral Resistance 縱面阻力心
Breadth moulded 型寬(最窄船壳內緣)	Buoyancy 浮力	Centre of Pressure 壓力心
Breadth Registered 登記寬(最窄至船壳外緣)	Buoyancy Reserve 備用浮力	Central Lateral Plane 中縱面
Break of Fore Castle or Poop	Butt 平接頭	Chafing Plate 護板
Break Water 止水堰	Buttock 船型	Chain Locker 鍊艙
Breast Hook 尖端蹼	Buttock Lines 船後段縱樑	Chain Locker Pipe
Bridge 駕駛台	Butt Strap 平接搭鐵	Chain Plate 船壳上之繫鍊桁 (a bar of plate secured to the hull for attaching chains)
Bridge House 駕駛室	Cabin 船內房	Chain Stopper 鍊掣
Bridge Navigating or Flying	Caisson 浮, 塢閘, 護箱	Chamfer 斜切
Broken Backed 艙壁下垂, 龍骨已折	Calking, Caulking 捻縫, 填隙	Chart House 海圖室
Brow 有滑輪踏板	Camber, Round of Beam 橫樑彎曲度	Chine 船底交角綫
Buckle 蹼, 殘氣	Cant 船, 射幅樞	Chock 木站, 纜孔
Buckler 鍊孔蓋	Cant Frame 射幅登骨	Clamp 緊子
Buckling 蹼	Capstan 絞盤	Cleats 繫繩枝
Building Slip 造船槽	Cargo 貨物	Clinometer 擺度指示器
Bulkhead 隔艙	Cargo Boom 起貨桿	Cap 收緊短角鐵
Bulkhead After Peak 後水艙隔壁	Cargo Hatch 貨艙口	Close Butt 緊密對接頭
	Cargo Mat 貨艙席	Club Foot or Bulbous Bow 球形船首
	Cargo Net	
	Cargo Port 艙門, 貨艙門	

Coaming Bulkhead 船壁之上下 端板	Dead Weight Cargo 載貨量	Dog Shore 撐柱子
Coaming Hatch 船口圍板	Dead Wood 船下部填塞木塊, 或 下部空心處	Dolly Bar 頂錘
Cofferdams 隔艙空間	Deck 甲板	Dolphin 水中集合樁
Collar 鐵箍	Deck Bolt 甲板螺釘	Donkey Engine 輔助機
Collier 運煤或礦砂船	Deck Bulkhead 法訂隔艙板	Door Air Tight 氣密門
Compartment 船上分艙	Deck Free Board 法訂乾舷線	Door Frame 門框
Composite Vessel 鐵骨木壳船	Deck Heights 甲板高	Door Joiner 普通門
Corlage 繩索纜繩	Deck House 船面室	Door Water Tight 水密門
Counter 艙部(船壳)	Deck Machinery 甲板上機械(指起重, 起錨機等)	Door Weather Tight 風雨密門
Counter Sink 鐵孔或錐形穴	Deck Planks or Planking 甲板, 船面板	Double Bottom 雙層底
Counter Sink Rivet 埋頭螺釘	Deck Plating 船面板	Doubling Plate 雙層板
Counter Sink Hole 錐穴	Deck Plating 船面板	Dowel 綴隙釘, 木塞
Coupling 聯軸節	Deck Stringer 船面緣鐵	Draft, Draught 吃水
Cradle 座, 架	Deep Tanks 深儲水艙	Draft Mark 吃水碼號
Cradle Boat 艇架	Deep Water Line 深吃水	Drag 拖水, 艙吃水多於艙吃水
Cradle Launching 進水艙輪承	Depth Moulded 型深	Drift 撐孔使正
Cradle Marine Railway 曳船 道承	Derrick 起重吊桿	Drift Pin 撐孔釘
Crane 起重機	Diagonal Line 搭角繩	Dry Dock, Floating 浮船塢
Cribbing 墊枕, 墊物	Dished Plates 凹板	Dry Dock Graving 船塢
Cross Tree 桅橫樑	Displacement 排水量	Dry Dock Railway 拖船台
Crown 甲板弧頂	Displacement Curve 排水量曲 線	Dunnage 包裝料
Crow's Nest 桅上瞭望臺	Displacement Designed 設計排 水量	Dutchman 檢隙片
Crutch 桿座	Displacement Full Load 載重 排水量	Edge Stiff 船壳外有鐵
Cutwater 艙杆分水處	Displacement Light 不載排水 量	Elbow Ell 正角肘管
David 艇吊杆	Dock 船塢	Electrode 電極, 電焊絲
Dead Eye 繫繩孔 See blind pully	Dock Yard 船塢	Engine Room 機艙
Dead Flat 同平部	Dog 來子, 担, 曲柄門竹鐵夾子	Entrance 入口, 迎流端
Dead Light 閉鎖燈器		Equilibrium Neutral 中和平衡, 隨遇平衡
Dead Rise 船殼斜(船殼)度		Equilibrium Stable 穩定平衡
Dead Weight 載量		Equilibrium unstable 不穩定平 衡
		Erection 建立, 安裝

Evaporator 蒸發器	Floating Power 浮力	Gim Bals 不廳座, 羅盤迴旋器 圈架
Even Keel 均衡吃水	Floodable Length 可淹長度	Girder 大梁
Expansion Joint 漲縮節	Floor 地幅板	Girth 腰圍
Expansion Tanks 漲縮水櫃	Flukes 錨掌	Goose Neck 吊杆彎頭
Expansion Trunk 預漲穿, 備漲穿	Fore 前段	Grab, Hand 扶手杆
Extre Strong 特強	Fore and Aft 由前至後, 由艏至 艉	Grapple 四爪錨, 撈物錨
Eye 孔	Fore Castle 艏首	Grating 格子踏脚板
Eye Bolt 孔頭螺釘	Fore Foot 艏柱下端	Gripe 艏柱與龍骨交接處, 小艇 綁緊具
Eyes 艏端尖之空開	Forward Perpendicular 首直垂	Crommet 繩圈, 用於螺釘頭下
Fabricate 合攏	Forward 向前	Ground Tackle 泊船具, 包括錨, 鍊繩索等在內
Face Plate 蓋板, 頂板, 補助板	Foul 外壳滋生藻介類, 滋生藻介	Ground Ways 滑道下層
Fair Curves 平順線條	Found 裝置完妥	Gud Geon 舵鈕
Fair or Fair up 調整, 調順	founder 沉沒	Gun Wale 舷緣
Fair Leader 導索器	Frame 肋骨, 架, 框	Gun Wale Bar 舷緣角鐵
Fair Water 導流板	Frame Boss 殼骨框	Gusset Plate 角型板, 增力板
Fall 繩索, 滑索	Frame Lines, Mold Lines 型線	Gutter Ledge 船口蓋板之托條 (角鐵)
Fantail 扇式船	Frame Spacing 肋骨距	Guys 索條
Fast 繫船纜	Free Board 乾舷	Gy sy 捲重機兩端之小捲筒
Fathom 托, 六英尺長日托	Freeing Port 洩水穴	Half Breadth Plan 船體寬度曲線
Fender 護舷器	Furnaced Plate 新煨板	Half Model 半邊船型
Fid 桅楔	Furrings 襯條	Halyards 旗繩
Fidley 爐艙頂罩	Futtocks 構成木船骨骨之各段	Hamper, Top Hamper 船面雜 具不用時或將因之發危險 及阻礙如撐桿, 繩纜等件
Fidley Deck 爐艙頂罩甲板	Gaff 桅支桿	Hard Patch 硬蓋
Fidley Hatch 爐艙頂罩艙口	Gage Draft 吃水表	Harpings: Harpin 艏端舷緣連 結材, 或建造時用之連繫條子
Fife Rail; Pin Rail 桅環繫索圈	Galley 廚房	Hatch, Hatchway 艙口
Fillet 圓角	Gangboard, Gangplank 跳板	Hatch Bar 艙口蓋板條
Fin 翅	Gang Way 馬門	
Fixed Light 固定窗	Gant Line or Girt Line 桅頂吊 物繩	
Flag Staff 小旗杆	Gar Board 龍骨兩傍板	
Flange 凸緣	Gear 用具, 齒輪, 聯動器	
Flare 外傾	Gib 樺, 扁杓, 長劈	
Flat 平台		

Hatch Batten 艙口帆布蓋壓條	Initial Stability 初級穩度	Laying Off 放樣(在放樣台上)
Hatch Beam 活動艙口梁	Inner Bottom 內層底	Laying Out 畫樣(在貨物上)
Hatch Door 小艙口	Inter Costal 間斷	Landing Edge 導邊
Hatch Carrier 活動艙口梁架	Isherwood System 愛索勿式建造	Length Between Perpendicular 兩柱間長度
Hatch Cleots 艙口壓條承	Jack Ladder 繩梯	Length Over All 總長
Hatch Cover 艙口蓋	Jack rod 天遮繫棍	Lift a Template 製樣板
Hatch Rests 艙口蓋承	Jackstaff 前國旗杆	Lifting 測繪
Hatchway Trunk 艙口圍穿	Jacob's Ladder 軟梯(活動)	Light Port 透光穴
Hawse 船首尖端, 錨鍊孔處	Joggled 榫合	Lightening Hole 減重孔
Hawse Bag 錨孔塞(帆布製的)	Joint, Butt 頭接合對接節	Lighter 駁船
Hawse Postes 錨孔導, 導鍊器	Joint Lapped 覆疊接合	Limber Chains 通水道去污鍊
Hawse Holes 繩孔	Journal 軸頸, 樞	Limber Hole 洩水穴, 水道穴
Hawse Pipes 錨鍊管	Jury 臨時	Line 繩, 索
Hawser 大索	Jury mast 臨時桅	Liner 填隙片
Head of a Ship 前艙, 水手艙, 廁所	Jury Rudder 臨時舵	Lines 船體曲線
Heel 傾側, 趾尖端	Keel 龍骨	List 傾側
Heel Piece, Heel Bar 角鐵接片	Keel Bilge 載龍翅, 載翅	Lood Line 載重線
Helm 舵角度	Keel Block 底砧, 底枕	Locker 儲物箱
Hog Frame 縱梁架, 防護樑	Keel Docking 塢用龍筋	Loftsman 放樣匠
Hogging 船體兩端下垂	Keelson, Vertical Center 內龍骨	Longitudinals 縱向, 縱骨, 龍筋
Hoist 舉重機	King Post 雙柱桅, 吊杆柱	Louver 通風穴
Hold 貨艙	Knee 榫膝, 榫巨	Magazine 火藥庫
Hold Beam 貨艙橫樑與普通樑 無異但不裝甲板耳	Knot 海里=6080英尺	Main Body 主體
Home 裝妥	Knuckle 轉向, 肘形	Main Deck 主甲板
Hood 蓋, 罩	Ladder 梯	Manger 錨孔後隔水板, 艦阻機板
Horsing 用繩絲捻縫	Ladder Accommodation 大水 梯, 吊梯	Manhole 人孔, 進入孔
Housing 掩蔽在內, 因地致宜加 以遮蓋	Ladder Sea 水梯, 板踏水梯	Manifold 歧管, 分路箱
Hull 船壳	Lagging 絕緣	Margin Plank 邊緣板
Inboard 向中心, 艙內	Landing, Landing edge 縱搭接邊	Margin Plate 雙層底邊板
Inboard Profile 船殼剖面圖	Lanyard 繫繩	Marline Spike 縫纜匠用工具
	Lap 搭頭, 疊接, 餘面	Marine Railway 見前
	Launching 進水	Marlin 有絲油麻繩



Mast 桅	Offsets 船倍尺碼譜或表	Pitch 距, 螺距
Mast Collar 桅箍	Oiltight 油密	Pitching 船在水中上下
Mast Hounds 桅上端	Old Man 扳鑽架	Pitting 銹入
Mast Partners 桅座孔(上層)	On Board 在船上	Pivoting Pint 轉換點
Mast Step 桅座(下端)	On Deck 在甲板上	Plan 圖案, 計畫
Mast Table 桅檣	Orlop Deck 底甲板	Planking 木板
Mess Room 食堂, 船員餐室	Out Board 船外	Plat Form 平台
Midship Beam 中段樑	Out Board Profile 船外裝置圖	Plating Shell 船壳板
Midship Frame 中段脊骨	Over Board 離船	Plim-soll Mark 船紋保險標誌
Midship Section 中段剖示圖, 主樑圖	Overhaul 檢驗	Pontoon 方船
Midships 正中, 在正中	Packing 填隙料	Poop 船後樓
Mitred 成直角, 成正角	Pad Eye 環鉸	Poppets 船下水所用之最前最後 煞架
Mock Up 假型, 先用木製成的體 某部然後正式建造	Painter 曳艇繩	Port 左, 洞
Mold 模, 樣板	Palm 掌或爪如錨爪	Port Air 氣通
Molded Line 模線	Panting 蕩漾, 船觸浪在浪中上 下也	Port Gangway 左馬門
Molded Edge 模邊	Panting Beams 抗蕩樑	Port Hole 洞
Mold Loft 放樣台	Panting Frame 抗蕩脊骨	Proof Strain 經證明變形
Mooring 碇泊	Paravane 衝電衝	Proof Strength 經證明強度
Mooring Line 碇泊索	Parcelling 包扎	Propeller 推進器
Mooring Pipe 通索孔	Partners 座箱	Propeller Aperture 推進器穴
Mortise 凹穴, 以備安裝他件者	Pawl 爪	Propeller Arch 推進器拱
Motor Ship 燃油船, 內機船	Paying 頂	Propeller Guard 推進器護衛杆
Mushroom Ventilator 傘形風斗	Peak, Fore and After 船艙端	Propeller Thrust 推力
Nautical Mile 海里	Peak Tank 尖子輪	Prow 船艏
Nibbing Plank 齒形緣板可使受 甲板端及打撈	Peen 整孔	Puddening, Pudding 鼻墊
Niggeshed 捲起重機之輔助小 捲筒	Pelican Hook 錨錨鉤	Punch 鑿孔機
Norman Pin 將軍柱上之橫貫針	Period of Roll 搖蕩週期	Punch, Prick 小鑿
Nosing 梯級突出部	Periscope 窺測鏡(潛艇用)	Purchase 扛舉
Oakum 油麻絲	Pillar 柱	Quarter 船上後段在吊環外之橫 杆
	Pilot House 領港室, 駕駛台	Quarters 住室
	Pin Belaying 繫繩針	Quoy 碼頭
	Pintles 針	

Rabbit 凹隙	右	Seam Strap 縱縫接
Racking 電	Rope Ridge 大索繫繩	Set Iron 鐵模
Radio Room 無線電報室	Rope Worming 繩隙填以漆膏	Serve 包扎
Raft Life 救生筏	Rubbing Strip 防擦片	Set Up 收緊;調整
Rail 上舷線, 欄杆	Rudder 舵	Shackle Bolt 節環
Rake 斜	Rudder Balanced 平衡舵	Shaft, Shalting 軸
Range, Galley 竈	Rudder Bands 舵箍	Shaft Angle 軸角度
Rat Guard 防鼠器	Rudder Chains 舵鍊	Shaft Alley 車軸巷
Ratline 繩梯	Rudder Frame 舵架	Shaft Coupling 車軸接
Reaming 銹孔	Rudder Pintles 舵針	Shaft Pipe See stem tube
Reduction Gear 減速器	Rudder Post 舵柱	
Reaving 穿孔	Rudder Stock 舵桿, 舵幹	Shaft Strut 軸架或稱人字架
Reverse Frame 反骨骨	Rudder Stops 止舵器	Shape 各種型之鋼料
Ribband 建造時用之木桁	Rudder Trunk 舵柱筒	Shaping 造成各式型狀
Ribs 小艇骨骨	Rudder, Underhung 挂舵	Shears 剪鐵機
Ride 浮	Run 去流端	Shear Legs 人字起重架
Rider Plate 頂蓋板	Running Rigging 航行用篷纜,	Sheathing 蓋小木板
Rigging 纜繩	臨時篷纜	Sheave 滑輪
Rise of Bottom See dead rise	Sagging 下降, 下曲	Sheave Holes 桅上裝滑輪孔
Riser 扶梯企板	Sail Tracks 帆軌	Sheer 船舷弧之高度
Rivet 螺釘	Samson Post 吊貨柱	Sheer Plan 船側面圖
Riveting 釘接合	Scantlings 船材尺度	Sheer Strake 主要舷頂板
Riveting, Chain 平行釘	Scarf 接筍	Shelf 木船樑耳
Riveting, Staggered or Zig-Zag 錯綜釘	Screen Bulkhead 輕料隔壁	Shell Expansion 船壳展開圖
Revs, Line 螺釘線	Scribe Board 船體型刻畫板	Shell Landings 船壳縱接縫
Rivets, Row of 螺釘行數	Scupper Pipe 洩水管	Shelter Deck 遮蓋甲板
Roll 滾搖, 動	Scuppers 洩水管	Shift of Butts 接搭口之錯綜安 排法
Rolling Cocks See bilge keel 止擺翅	Scuttle 洞穴	Shim 填隙片
Rope 繩	Scuttle Butt 飲水櫃	Ship Shape 船樣型
Rope Lay 繩之偏向, 如向左, 向	Sea Chest 海底水箱	Shores 撐頂柱
	Sea Cock, Sea Connection 海底 閘, 海底接頭	Shore, Spur or Side 塢內用撐 頂柱
	Seam 縱接	

Shroud 定桅索	Staging 搭架	Superstructure 船面建築
Sick Bay 病房	Stagger 錯綜	Swallow 扁圓形索孔
Side Plating 船舷壳板	Stanchions 欄桿柱	Swash Bulkheads 緩衝隔壁板
Sliding of a Frame 脊骨厚薄度	Standing Rigging 固定繩索	Swivel 活轉, 活動旋轉
Sister Hook 姊妹鈎	Stapling 水密箍	Tackle 起重工具
Skeg 龍骨尾端以便承受舵柱處	Starboard 右	Taff Rail 最上層後部欄桿
Skin 外壳	State Room 住室	Tail Shaft 槳子地軸
Skylight 天窗	Stays 桅索	Tanks 水艙, 水櫃
Slack 鬆弛	Scaler 外壳板之合併板	Tank Top 底艙面, 水艙面
Sleepers 枕木	Steering Gear 操舵機	Tarpaulin 艙口帆布蓋
Sleeve 套管	Stem 船柱	Taut 緊
Sliding Way 下水道之滑道	Stern 艙	Tee Bar 丁字鐵
Slip 滑過, 滑道, 船槽	Stern Chock 船索孔	Telegraph 機艙令繩, 三板鐘
Slipway 船槽	Stern Frame 船骨架	Telemotor 舵機操縱器
Sluice 閘門	Stern Post 船柱	Template 樣板
Smoke Stack 烟囪	Stern Tube 車軸管	Test Head 試驗負荷
Snubbing 遏止	Stiff, Stiffness 硬性, 船艙穩定性過強曰硬	Tie Plate 牽條
Soft Patch 臨時補釘	Stiffener 支條, 扶強條	Tiller 舵柄
Sole Piece	Stocks 船底碇	Toe 趾, 根
Sole Plate 底板, 機座	Stop Water 水密填料	Toggle Pin 活針
Sounding Pipe 探潮管	Strain 物體變形	Tonnage, Gross 總噸位
Span 經間	Strand 繩索編股	Tonnage Net 淨噸位
Spanner 扳手(螺釘)	Strake 連續鐵板之行列	Topping Lift 桅頂索(吊桿)
Spar 木桿, 撐桿	Strake Bilge 艙列板, 船底角板	Topside 上邊
Spectacle Frame 車裝拱架骨	Strake Bottom 船底板	Transom 軸, 最後
Spike 大釘	Strength Member 受力部份	Transom, Transom Board 船板
Splice 續繩, 將繩頭解開而續之	Stress 抗張力	Transom Frame 船脊骨
Spot Face 釘孔各別車平	Stringer 縱材桁	Transverse 橫
Spring 彈性	Stringer Plates 縱板	Transverse Frame 橫骨
Squatting 吃水加深由於航行	Strut 撐架	Treenails 木釘
Stability 安全性	Studding 撐柱	Trim 船艙吃水狀況, 調整水碼
Stability, Range of 安全程度	Stuffing Box 填料箱	Tripping Brackets 止動架
Stage 搭架, 工作台		Trunk 圍堰

Tumble Home 內傾	Wash Plates 緩流板	Wild Cat 起錨機上之鉗器
Turnbuckles 螺旋扣, 花籃螺絲	Water Line 水線	Winch 起重機
Umrella 棚頂罩	Water Sued 門窗上止水層	Windlass 起錨機
Upper Deck 上甲板	Water Tight Compartments 水密艙	Wind Scoop 招風斗
Upper Works 水線上一切建築	Waterway 流水道	Wing, Winging 在船邊遠離中心綫的
Unship 移動, 拆開	Waterway Bar 流水道角鐵	Worming 填平繩身以便包紮
Up Take 烟道	Ways See Launching	Wrinkling 縐, 因受壓力所致之彎曲或拱起
Vang 吊桿撐索	Weather Deck 露天甲板	Yard 桅上橫桿
Ventilation 通風	Web 膜, 膜, 筋	Yard Arm 桅上橫桿之兩端
Ventilators, Bell-Mouthed or Cowl 風斗風耳	Web Frame 白膜骨	Yoke 舵柄, 梘
Visor 遮陽帳篷, 防眩大遮	Wedges 楔	
Warp 小絞船索	Whip 帶車與繩索	

裕  
華  
藥  
房

贈  
登

此  
處  
發

# 船模試驗之原理

何志剛

## (一) 歷史撮要

用模型以研究原物性能之法早經科學家與工程師所採用，遠於十六世紀末葉英國物理學家 William Gilbert 爵士即用一磁石小球研究地球磁場之向力，一七六三年 Bordo 山實驗結果創立船體阻力與船行速率成平方正比之定律，一七六八年 Ben Franklin 拖船模於池中籍以測得淺水增加阻力之現象，其後一百年中 Beaufoy, Chapman, Scott Russell 均作船體阻力之試驗唯成就甚微，直至一八六八年 William Froude 創出比較律 (Law of comparison) 而建立現今試驗技術之基礎，一八七〇年英國海軍部依照 Froude 氏之計劃，於 Torquay 設立一試驗池，在 Froude 領導指示之下，一切有關船壳、螺旋槳上諸複雜問題方得迎刃而解。

## (二) 船模試驗應注意之事項

試驗船模時應注意之主要事項，約有下列數端：——

(甲) 船模尺度與試驗池長度及橫截面大小之關係。

船模試驗池之長度應依據所設計之車速，加速度及減速度而定，池之最小寬度須為船模寬度之十五倍，其橫截面則須為船模中間橫截面積之百倍，設  $d$  為池之平均深度則最大速率可由  $V = \sqrt{gd}$  之關係而定。

(乙) 船模表面之標準化

此實為一極重要因素而常被一理人所忽略，

用石蠟製成之模型因氣候關係其表面性格常產生顯著之變化，數種油漆於浸水數小時後也可顯出不同之阻力。

(丙) 船模於水中之均勻行動

電壓之變化與電動機溫度之改變常可產生加速與減速而影響量力器之度量準確。

(丁) 池水情形之控制

此項下所包括之主要因素計為：

(一) 消除水流與波浪。

(二) 清除表面之塵埃，油渣及海藻。

(三) 保持干擾水流 (turbulent flow)。

第三項尤於近年來被一般試驗池主持者所注意。以往雷諾氏值 (Reynold's Number) 均假設為  $R = VL/\nu$ ，干擾水流最小雷諾氏值為  $3 \times 10^6$ 。唯據密錫根 (Michigan) 試驗池之經驗，發現池水之容積亦為一決定因素，池之容積減小則形成於擾水流之雷諾氏值亦隨之降低。

(戊) 適當之量力器以度量並記錄一切適切之數值

(己) 準確製造船模形狀及裝置之工廠技巧

## (三) 模型定律

模型試驗定律實際僅為基於物理學之相似原理之一部份，船模試驗之處理及分析因包括動力載重故按靜力載重之彈性建築問題遠為複雜，因完全相似之運動甚少發現也，唯相似之力學仍可於其間實際限度內應用之，而獲得所需之精確結果。

任何二系統之船模與原船必須滿足下列三項

情形。

(一) 幾何形狀之相似——此為屬於形式者與運動時出及所受之力無關，所有對應之直線尺度比例必須為一常數，所有相對之角度也須相等，尺度之比值通常以「λ」表之其他所用符號均列表於下，並於船模及原船下各註以「m」及「s」以示區別。

$$\frac{L_s}{L_m} = \frac{B_s}{B_m} = \frac{H_s}{H_m} = \frac{(K_v)_s}{(K_v)_m} = \lambda$$

$$\frac{S_s}{S_m} = \lambda^2 \quad \frac{V_s}{V_m} = \lambda^3$$

基於尺度之相似，下列諸無單位之值，均可由上式導出：

$$\frac{L}{B} = \gamma_1, \quad \frac{L}{H} = \gamma_2, \quad \frac{B}{H} = \gamma_3, \quad \frac{L}{L_s} = \gamma_4$$

$$\frac{L}{\sqrt{Aw d}} = \gamma_5, \quad \frac{S}{V^{2/3}} = \gamma_6, \quad \frac{S}{L^2} = \gamma_7 \text{ 等等}$$

諸船身形式之係數也為無單位者，試室池橫截面面積與 Aw d 之比須為常數或至少為一百或較大之值以避免比尺之影響 (Scale effect)。

(二) 動流之相似 (Kinematic Similarity)

比較二幾何形狀相似之物體時，於外力影響之下，若各相似位置之質點於相對之時間週期內形成相似之水流則此二物亦為動流相似，對應時期之比為常數，故除  $L_s/L_m = \lambda$  外，另一必需條件為  $T_s/T_m = \lambda_T$ 。

(三) 動力相似 (Dynamic Similarity)

若兩幾何形狀相似物體之水流為動流相似而作用於模型及原船之水力於任何時間均成比例，則此二物亦為動力相似，故作用於二相似物質質點之力必與其相對之質量與相對加速度之乘積成比例。因牛頓之基本運動定律稱力等於質量與加速度之乘積也。

綜上所述可得下列諸關係：

$$\frac{M_s}{M_m} = \lambda_m \quad \frac{A_s}{A_m} = \lambda_A \quad \text{及} \quad \frac{F_s}{F_m} = \lambda_F$$

$$\text{或} \quad \lambda_F = \lambda_M \times \lambda_A \quad \lambda_F = \lambda_M \times \lambda_L \times \lambda_T^{-2} \dots \dots (1)$$

現若任意固定λ之值，λ<sub>M</sub>之值可由所用之液體性質而定，則λ<sub>T</sub>一時間之比例須由λ<sub>F</sub>之值而定。

$$\text{故} \quad \lambda_F = \frac{F_s}{F_m} = \frac{F_{1s}}{F_{1m}} = \frac{F_{2s}}{F_{2m}} \dots \dots \text{等等} \dots \dots (2)$$

$$\text{從(2)式} \quad \lambda_{F1} = \frac{F_{1s}}{F_{1m}} = \frac{F_m}{F_{1m}} \dots \dots (3)$$

$$\lambda_{F2} = \frac{F_{2s}}{F_{2m}} = \frac{F_m}{F_{2m}} \dots \dots (4)$$

此等公式可從新整理如下：

$$\lambda_F = \frac{\lambda_m \times \lambda}{\lambda_T^2} \dots \dots (1)$$

$$\lambda_F = \frac{F_s}{F_{1s} \times \lambda_{F1}} \dots \dots (5)$$

$$\lambda_F = \frac{F_s}{F_{2s} \times \lambda_{F2}} \dots \dots (6)$$

(1)式與(5)式相等。

$$\lambda_T^2 = \frac{\lambda_m \times \lambda}{F_s} F_{1m} \times \lambda_{F1} \dots \dots (7)$$

(1)式與(6)式相等。

$$\lambda_T^2 = \frac{\lambda_m \times \lambda}{F_s} F_{2m} \times \lambda_{F2} \dots \dots (8)$$

假設於(1)式中，此四基本比值之λ與λ<sub>M</sub>已定，則由(7)式及(8)式，若多於一值之外力影響於運動則因時間比值需求之矛盾將使模型之使用發生困難。

主要之水力計為：

$$F = \text{慣性力} = \rho \times L^2 \times V^2 \dots \dots M L T^{-2}$$

$$F_1 = \text{黏性力} = \mu \times L^2 \times V / L \dots \dots M L T^{-2}$$

$$F_2 = \text{重力} = \rho \times L^3 \times g \dots \dots M L T^{-2}$$

$$F_3 = \text{彈性力} = E \times L^2 \dots \dots M L T^{-2}$$

$$F_4 = \text{表面張力} = \sigma \times L \dots \dots M L T^{-2}$$

(2)式可應用於上列任何力

(甲) 先述慣性力及黏力

$$\lambda_F = \frac{F_s}{F_m} = \frac{\rho_s L_s^2 \left(\frac{V_s}{L_s}\right)^2}{\rho_m L_m^2 \left(\frac{V_m}{L_m}\right)^2} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \lambda^2 \times \left(\frac{V_s}{V_m}\right)^2 \dots (9)$$

$$\lambda_F = \frac{F_s}{F_m} = \frac{\mu_s L_s^2 \frac{V_s}{L_s}}{\mu_m L_m^2 \frac{V_m}{L_m}} = \frac{\mu_s}{\mu_m} \lambda^2 \frac{V_s L_m}{V_m L_s} \dots (10)$$

(9)式與(10)式相等，並將模型之值置於右方，原船之值置於左方，則得

$$\frac{\rho_s}{\mu_s} \times \frac{V_s^2}{L_s} \times L_s = \frac{\rho_m}{\mu_m} \times \frac{V_m^2}{L_m} \times L_m$$

$$\frac{V_s L_s}{L_s} = \frac{V_m L_m}{L_m} = \text{常數} \dots (11)$$

從(3)式可得

$$\lambda_{F_1} = \frac{F}{F_1} = \frac{MA}{\rho L^2 V / L} = \frac{ML}{\rho V L^2} = \frac{VL}{v}$$

此常數即為雷諾氏值或  $R$ ，若  $R$  之值甚大，則慣性力較黏性力為強，若  $R$  甚小，其逆亦真。

故當模型之大小( $\lambda$ )及所用水流( $\lambda_m$ )已定而黏性力為主時，模型之性能即可決定如下：

$$L_m = \frac{L_s}{\lambda} \dots (12)$$

$$M_m = \frac{M_s}{\lambda^3} \times \frac{\rho_m}{\rho_s} \dots (13)$$

$$V_m = V_s \times \frac{V_m}{V_s} \dots (14)$$

$$F_{1m} = \frac{\mu_m}{\mu_s} \times \frac{F_{1s}}{\lambda} \times \frac{V_m}{V_s} \dots (15)$$

$$T_m = \frac{T_s}{\lambda^2} \times \frac{V_s}{V_m} \dots (16)$$

若慣性力為主時，船模之性格亦可決定，仍應用(12)式與(13)式，但

$$V_m = V_s \sqrt{\frac{F_{1m}}{F_{1s}} \times \frac{\rho_s}{\rho_m}} \dots (17)$$

$$F_m = \frac{F_s}{\lambda^2} \times \frac{\rho_m}{\rho_s} \times \left(\frac{V_m}{V_s}\right)^2 \dots (18)$$

$$T_m = \frac{T_s}{\lambda^2} \sqrt{\frac{\rho_m}{\rho_s} \times \frac{F_s}{F_m}} \dots (19)$$

(乙) 同理若外力為慣性力及重力則

$$\lambda_F = \frac{F_{2s}}{F_{2m}} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \times \frac{L_s^3}{L_m^3} \times \frac{g_s}{g_m} \dots (20)$$

(9)式與(20)式相等，收集同類項

$$\frac{V_s^2}{L_s g_s} = \frac{V_m^2}{L_m g_m} = \text{常數} \dots (21)$$

或由(4)式  $\lambda_{F_2} = \frac{F}{F_2} = \frac{MA}{\rho g L} = \frac{V^2}{g L} = \text{常數}$

此常數即為佛特氏值(Froude number)  $F$  而當重力考慮及時此值必須維持變動力相似，船模之性質可表示如下：

仍應用(12)式及(13)式

$$V_m = \frac{V_s}{\lambda^{1/2}} \sqrt{\frac{g_m}{g_s}} \dots (22)$$

$$F_{2m} = \frac{F_{2s}}{\lambda^3} \times \frac{\rho_m}{\rho_s} \times \frac{g_m}{g_s} \dots (23)$$

$$T_m = \frac{T_s}{\lambda^{1/2}} \sqrt{\frac{g_s}{g_m}} \dots (24)$$

因  $g$  實為常數故可設

$$V_m = \frac{V_s}{\lambda^{1/2}} \dots (25)$$

$$F_{2m} = \frac{F_{2s}}{\lambda^3} \times \frac{\rho_m}{\rho_s}$$

$$T_m = \frac{T_s}{\lambda^{1/2}}$$

現必須注意若除慣性力外更加以黏性力及重力則時用率需求之矛盾斷言可由下列數式明白示出：由(11)式  $VL/v$  須為常數而由(21)式  $V^2/gL$  亦需為常數。再者由(16)式  $T_m = \frac{T_s}{\lambda^2} \times \frac{V_s}{V_m}$  而由(24)式  $T_m = \frac{T_s}{\lambda^{1/2}} \sqrt{\frac{g_s}{g_m}}$ 。此一問題首先被佛特氏應用其比較律而實地解決。

(丙) 同理若考慮及慣性力及因壓縮而生之彈性力，因於船模試驗中彈性力不甚重要，故僅需導出此一常數即可

$$\lambda_{F_3} = \frac{F}{F_3} = \frac{MA}{E \times \text{面積}} = \frac{FT^2 L}{L^3 L^2 E}$$

$$\lambda_{F_3} = \frac{\rho V^2}{E} \dots (25)$$

此常數即為馬克氏值  $M$  (Mach number), 常被稱為  $V/V_c$  或  $(V/V_c)^2$ , 其中  $V_c$  為於一定溫度下, 聲音於流體中之傳播速度, 因由物理定律  $E = \rho V_c^2$

$$\text{故 } \frac{\rho V^2}{E} = \frac{V^2}{V_c^2} = \text{一常數} \dots\dots\dots (25)$$

(丁) 其次之一對為慣性力與表面張力, 表面張力  $\sigma$ , 包含於彎曲表面之彈性表皮因拉力而失之能量中若於甚小之船模中, 曲率半徑甚小, 則此因素可影響運動之現象:

$$\lambda_{F_A} = \frac{F}{F_A} = \frac{MA}{\sigma L} = \frac{M \cdot L}{\sigma \cdot L} = \frac{\rho V^2 L}{\sigma} \dots\dots\dots (26)$$

此常數為韋伯氏值 (Weber Number), 而流體之性質變為: 仍用 (12) 式及 (13) 式

$$V_{\sigma} = \lambda^{1/2} V_c \sqrt{\frac{\sigma \rho_2}{\sigma \rho_1}} \dots\dots\dots (27)$$

$$F_{\sigma} = \frac{F_A}{\lambda} \times \dots\dots\dots (28)$$

$$T_{\sigma} = \frac{T_{\sigma}}{\lambda^{3/2}} \sqrt{\frac{\sigma \rho_2}{\sigma \rho_1}} \dots\dots\dots (29)$$

每一運動之總阻力常數必為上列各流阻常數之函數:

$$C_D = \frac{R_D}{\rho v^2 L^2} = f(H_1, H_2, H_3, \dots) \dots\dots\dots (30)$$

此式亦可由單值分析定理求得

$$R = \phi(\rho, L, v, \dots, \sigma, E, L/K_s, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots)$$

若  $V$  不接近  $V_c$ , 模型之尺寸不甚小, 其表面力與表面張力可忽略之, 其他不重要之能量消失及熱能之消散等亦可忽略, 故

$$R_D = \sum K (\rho v^2 L^2)^a \dots\dots\dots (31)$$

$$MLT^{-2} = (ML^{-2})^a (LT^{-1})^a$$

$$\times (ML^{-1}T^{-1})^b (LT^{-2})^c \dots\dots\dots (31)$$

$$(M) 1 = a + d$$

$$(L) 1 = -3a + b + d + 2c$$

$$(T) -2 = -a - b - 2c$$

從上式可知  $a = 1 - c$

$$\begin{aligned} b &= 2 - a + \\ &= 2 - (1 - c) + 2c \end{aligned}$$

$d$  與  $c$  之值僅可由實驗求得。

$$R_D = \sum K (\rho v^2 L^2)^{1-a} (LT^{-1})^{2-a-2c} (gr)$$

$$\text{或 } \frac{R_D}{\rho L^2 v^2} = \phi \left( \frac{VL}{v}, \frac{V^2}{gL}, \frac{L}{K_s}, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots \right)$$

以  $\rho/2$  代  $\rho$ ,  $v$  代  $L^2$ , 則

$$C_D = \left( \frac{R_D}{\rho v^2 L^2} \right) = \phi \left( \frac{VL}{v}, \frac{V^2}{gL}, \frac{L}{K_s}, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots \right) \dots\dots\dots (32)$$

(四) 原理之應用

現應用上述原理於三種不同之水中模型

(甲) 浸於水中之物: 因黏力為主要之力

$$C_D = \frac{R_D}{\rho v^2 L^2} = \phi \left( R, \frac{L}{K_s}, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots \right) \dots\dots\dots (33)$$

動力阻似為可能, 若試驗池所用之流體與原船行駛之液體為同一密度與黏力者則由 (14) 式可知阻力之阻礙, 因

$$V = v \dots\dots\dots (34)$$

$$F_D = f \dots\dots\dots (35)$$

(乙) 浸於水中之木板垂直於運動方向

頃向見於此情形下, 液流所生之力為主而黏力可忽略之, 故 (33) 式可改為

$$C_D = \frac{f_D}{\rho v^2 L^2} = \phi(\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots) \dots\dots\dots (36)$$

其中  $L$  代表木板長寬之比值, 參考 (18) 式  $\rho_1 = \rho_2$  與  $\mu_1 = \mu_2$  則

$$F_D = \frac{f_D}{\lambda^2} \dots\dots\dots (37)$$

而力亦與其阻礙之面積成正比。

(丙) 表面船隻

一部份浸於水中之船隻之運動均可被上列所述諸力所影響。為便利起見, 忽略不重要之力將 (32) 式應用於此種船隻以總阻力。威廉佛利德 (William Froude) 曾首先採用此法為代此公式能具



實際應用之價值。

首先假使總阻力係數可分裂為二不相連繫之函數

$$C_t = \frac{R_t}{\rho V^2/2} = \phi_1 \left( \frac{VL}{V}, \frac{L}{K_s}, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots \right) + \phi_2 \left( \frac{V}{\sqrt{gL}}, \frac{L}{K_s}, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots \right) \quad (38)$$

$$C_t = \frac{R_t}{\rho s V^2/2} + \frac{R_t}{\rho s V^2/2} \quad (39)$$

$$C_t = C_1 + C_2 \quad (40)$$

$$R_t = R_1 + R_2 \quad (41)$$

其次假設  $C_t$  可於任何形式及表面情形之下求出，量得  $R_t$ ，故池中船模之  $C_t$  與船模之  $C_t$  均可求出。所剩者為  $C_t$  或剩餘阻力之係數。

最後假設在相對速率或等值之  $V/\sqrt{gL}$  之  $F$ 。船模與原船之  $C_t$  為一常數，此即應用比較定律於剩餘阻力以求原船之  $R_t$ 。

於相對速率之下

$$V_m = V_s/\lambda^{1/2}$$

$$C_t = (C_t)_m = (C_t)_s = (C_t)_s \quad (42)$$

即  $(C_t)_m = (C_t)_s = (C_t)_m = (C_t)_s \dots (42)$

故因  $\frac{R}{\rho V^2/2} \propto \frac{R}{\Delta} = \lambda^3 \dots \dots$

$$\left( \frac{R_t}{\Delta} \right)_m = \left( \frac{R_t}{\Delta} \right)_s = \left( \frac{R_t}{\Delta} \right)_m = \left( \frac{R_t}{\Delta} \right)_s \quad (43)$$

而船之總阻力亦可由下式求出

$$(R_t)_s = \frac{\rho_s}{2} S_s V_s^2 \left[ \frac{R_{tm}}{\rho_m S_m V_m^2} \right] (C_t)_m + (C_t)_s \quad (44)$$

或  $(R_t)_s = (R_t)_s + (R_t)_m = (R_t)_m \left[ \frac{\rho_s S_s}{\rho_m S_m} \right] \lambda^3 \dots \dots (44_a)$

(五) 符號

H	一數值	無單位
L	長之單位	尺
M	質量之單位	Slug

T	時間之單位	秒
F	力之單位 = MA	MLT <sup>-2</sup>
L	水線上之長度	L
L <sub>EFF</sub>	浸水船身之有效長度 = 浸水中線截面之面積 平均吃水	L
B	水線上之極大模寬	L
H	模深 (Moulded draft)	L
A	最大橫截面之面積	L <sup>2</sup>
S	浸水船身面積	L <sup>2</sup>
V	排水容量	L <sup>3</sup>
Δ	排水量或輪水中之浮力 (2240磅, 若於淡水中則注以 F.W.)	MLT <sup>-2</sup>
V	平均速度以每秒尺表示	LT <sup>-1</sup>
V <sub>c</sub>	旋浮之速度	LT <sup>-1</sup>
V <sub>r</sub>	佛特氏值 (F)	常數
$\frac{V}{\sqrt{gL_{EFF}}}$	雷諾氏值 (R)	常數
$\frac{V}{V_r}$	雷諾氏值 (R)	常數
A	綫形加速	LT <sup>-2</sup>
g	重力加速	LT <sup>-2</sup>
ρ	質量密度	ML <sup>-3</sup>
μ	純粘性係數	ML <sup>-1</sup> T <sup>-1</sup>
ν	動力粘性係數 = μ/ρ	L <sup>2</sup> T <sup>-1</sup>
σ	表面張力係數	MT <sup>-2</sup>
γ	比重 = ρ/ρ <sub>0</sub>	ML <sup>-2</sup> T <sup>-2</sup>
E	彈性係數	ML <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup>
λ	船與模之綫形比例	無單位
R <sub>t</sub>	總阻力	MLT <sup>-2</sup>
R <sub>f</sub>	摩擦阻力	MLT <sup>-2</sup>
R <sub>r</sub>	剩餘阻力	MLT <sup>-2</sup>
R/Δ	每噸排水量之阻力	無單位
C <sub>t</sub>	平均摩擦阻力係數 = $\frac{R_t}{\rho s V^2/2}$	無單位
C <sub>t</sub>	總阻力係數 = $\frac{R_t}{\rho s V^2/2}$	無單位
C <sub>t</sub>	局部摩擦阻力係數 = $\frac{dR_t}{\rho s V^2/2}$	無單位
C <sub>r</sub>	剩餘阻力係數 = $C_t - C_t = \frac{R_t}{\rho V^2/2}$	無單位
K <sub>s</sub>	表面粗糙度之度量	L
$\frac{J_{EFF}}{H_s}$	由穩性係數	
φ	任何角或	
K	任何常數	

# 船用氣渦輪 (Gas turbine)

夏純彬

自1941年開始，美國依利阿特公司 (Elliott Co.) 在船務局保證下建造 (並試驗) 一種 2500 馬力之氣渦輪。其時曾假此種依利阿特蘇維 (Elliott-Lysholm) 氣渦輪之設計，必使其在較汽渦輪 (Steam turbine) 或狄賽爾機 (Diesel engine) 經濟之工作效率 (Efficiency) 下，供給動力 (Power)。當其應用於推進船舶時，其堅固性，裝置之簡單，重量之輕微，性能之可靠，特別重要之高度之低燃料工作效率以及適當之運動性皆須審顧及之。

顯而易見以 1912 年所能應用之材料而設計之氣渦輪，於  $1200^{\circ}\text{F}$  左右之溫度下工作，僅能有約莫 100,000 小時之壽命，設若其工作壓力 (Working stress) 限於 7500 磅每平方吋。此種由冶金所受限制而產生之結果，使其設計較實際上以今日可用之合金材料所需設計者為厚重且龐大。雖然如此在 1942 年之各種條件下，供給動力之機械裝置，亦有 29% 左右之滿載荷工作效率，每單位馬力所相當之重約為 30 磅所相當之容用約為 5 立方呎。吾人評以此種發達時應憶及其為三年前之舊物，觀今日氣渦輪之迅速進步，其殆已不合時宜歟。

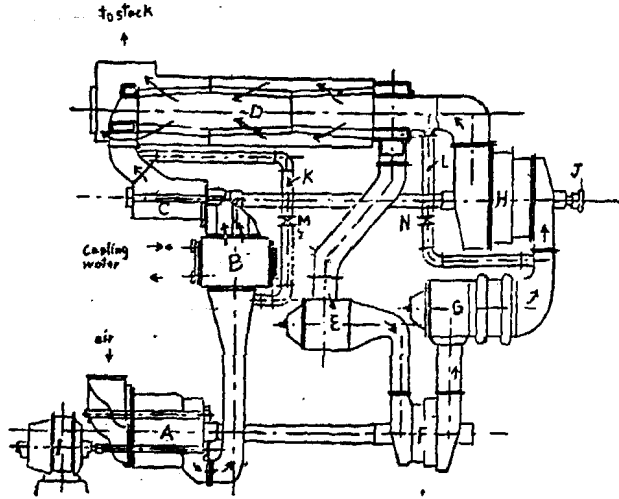
## 氣渦輪之配置 (Arrangement)

2—1—0.75 循環週 (Cycle) 被採用，俾其適合理論上之需求。氣渦輪簡略之配置圖示明一低壓壓縮器 (Low-pressure compressor) A，為一自由懸空之高壓透氣機 (Turbine) F 所推動；又一高壓壓縮器 C，為一低壓透氣機 H 所轉動，有用之動力，亦由 H 引中。經過低壓壓縮器後，空氣在間冷卻器 (Intercooler) B 中冷卻，至高壓壓縮器被再壓縮，在復熱爐 (Regenerator) D 中被預熱，經復熱爐至高壓燃燒室 (High-pressure combustion chamber) E 再被驅至高壓透氣機。由高壓透氣機逸出之廢氣，在低壓燃燒室 G 重或加熱後，即流入低壓透氣機，再經由復熱爐之熱部之導路入洩氣筒中。

發動機 (Motor) I，藉一越速離合器 (Over-running clutch) 與低壓壓縮器相連，供發動之用。局部旁通管 (Partial by-pass duct) K 及 L，與閥 (Valve) M 及 N，當發動時，用以隔離高壓透氣機與低壓壓縮器。

透氣機與壓縮器之設計，係分別以滿載荷軸效率 (Full load shaft efficiency) 等於 87.5% 及 82.5% 為根據者。設最大壓力比率 (Pressure ratio) 為 6.5，透氣機進氣處之溫度限於  $1200^{\circ}\text{F}$  左右。復熱爐之設計，以工作效率約等於 75% 為據。

氣渦輪之設計，常使設計者遭遇設計任何原動機 (Prime mover) 時為嚴格之限制尤甚者為循環週中各不同機件之何項盡性能 (Performance) 之預測。非僅耗損 (Loss) 需能加以克制，即一般裝置在加壓氣流下所呈之應性，亦當予以精確預告，俾能在一甚為寬廣之工作情形範圍內與種種載荷情況下，確證各部機體均能作有效適應，正排性壓縮器 (Positive-displacement compressor) 之使用解除



- A. 低壓透氣機。
- B. 副冷卻器。
- C. 高壓透氣機。
- D. 復熱器。
- E. 高壓透氣機。
- F. 高壓透氣機。
- G. 低壓透氣機。
- H. 復熱器。
- I. 起動發動機。
- J. 輸出發電機。
- K. 高壓透氣機旁通管。
- L. 低壓透氣機旁通管。
- M. 高壓透氣機旁通閥。
- N. 低壓透氣機旁通閥。

在利明時及蘇姆氣輪機之簡略配置圖

若干限制之嚴肅性，因其在種種情況下均甚安定，同時可使其趨近恆定下受氣流之各種荷重之理想運動。此種理想不僅有益於熱動方面，且簡化設計機械時由降低溫度梯度 (Temperature gradient) 而引起之種種困難，而如何降低溫度梯度，實為一般用機裝置之特要因素，而能迅速採辦無任何阻礙之犧牲，固係前提條件也。

於目前之配置下，恆溫工作已近乎成功，藉一自由懸掛之透氣機轉動低壓透氣機，透氣機之速率視高壓燃燒室燃料供應情形而定。循環空氣之量，大約言之正比於此種配合之速率。轉機之高壓或低壓透氣機似皆可為自由懸掛者，但進一步考慮低載荷情形，加氣壓流下之週性，其發動機之轉機後，顯明高壓透氣機為自由懸掛者較為有利，因於一般大氣流範圍中，工作壓力比近乎常數，以其高壓透氣機之排氣壓力 (Exhaust pressure) 亦如進氣壓力 (Inlet pressure) 正比於氣流故也。低壓透氣機情形則不如是，因其排氣壓力為不變。有效之能量 (Energy) 正比於進氣溫度 (Inlet temperature) 與壓力，若使低壓透氣機隔離，結果其壓力比在發生於輕載荷 (Light load) 之低氣流情況下被減少，致使其進氣溫度遲滯。

透氣機：低壓與高壓透氣機之構造相似，均為多級反作用機 (Multi-stage reaction machine)，其被設計為每級之速度比 (Velocity ratio) 約為一常數，並用定長而相等之葉片 (Blade) 裝配於逐漸細小之流路 (Flow path) 上。因現冶金技術限制某種耐熱合金 (Heat-resisting alloy) 之巨大鍛件 (Forging) 之使用，中空之轉子 (Rotor) 即由橫板鋼板製成，以鍛短軸 (Forged stub shaft) 裝於轉子之兩端。靜止之葉片被裝配於為內殼 (Inner casing) 所支持之分離隔層 (Diaphragm) 上。

透氣機被設計置於一熱彈性基底上其餘各部亦同與主要結構，被支持於輻射桿 (Radial pin) 上，俾能於此種樣式下維持正確無誤之定中心 (Centering)，同時允許完全自由之均勻膨脹 (Radial expansion)。主持針在排氣與進氣之兩端，其亦作用似如一熱塊 (Heat dash)，經其由導入針圈 (Pin

ring)中之冷卻空氣之幫助，維持一高溫恆度。主軸止部分為對稱之透物(Casting)外殼(Outer casing)用以保護殼體，由管子板所製成，因此其富於柔軟性，至致殼體應變時，不致傳達巨大之力於透氣機之主要結構上。透氣機被置入透氣環(Exhaust ring)中，使之接近於內殼。每一透氣機被固裝於二個軸承殼(Pearing casing)上，其一固於機殼，另一則為連桿(Link)所支持，俾其具備供給所需之 $1/2$ 吋之軸向膨脹。每透氣機裝有一電動之回轉機輪(Furning gear)。

壓縮器： 萊蘇姆壓縮器主要為一螺旋齒輪(Screw pump)與一轉子，空氣即被壓縮於殼內。低壓齒輪器為一雙重之機件，在壓力比率為一時其工作速率約為每分鐘 25000 立方呎，高壓壓縮器則為單重機件，其排量為低壓壓縮器之半。相同之轉子對，用於所有之壓縮器中。每對轉子間之間隙(Clearance)由定時齒輪(Timing gear)保持，俾使壓縮器從事工作之向，無須再使之潤滑。

與其他型式(Displacement Type)相對照，萊蘇姆壓縮器宜合於較高之轉動速率，不致遭受過甚之感應耗損(Induction loss)。通常間隙高度之作用減小。在發展之現階段，週速(Peripheral speed)每秒 300 呎，可使壓縮率(Compression ratio)為二或二以上。輻射向與軸向間隙定為轉子直徑千分之一，今已知其為適用。進氣孔與排氣孔位於機殼對角相對之兩邊，若欲維持最小之間隙，可用水外套殼(Water jacket casing)以均衡形成溫度之分佈。

燃燒室： 氣渦輪之燃燒室應配合高熱釋放率(Release rate)與低噴差落(Drop)至其種限度，此兩種需求不能同時獲至。欲使在整個供給燃料之過程中，淨燃燒(Clean combustion)較現有之情形更為完美，對本文所擇之循環則必有更嚴之限制。

燃燒室主要為一直角之肘管(Elbow)，由彎曲之管而發火，點火(Ignition)被維持於一錐體(Cone)中，燃油(Fuel oil)亦噴射於其內。何少量原空氣(Primary air)入錐體，空氣經由錐體中間之小孔而進入後，即持轉一旋渦環(Vortex ring)於錐體中。混合之空氣包含大量之供給空氣通過主肘管，於經波肘管之曲部時，即形成二種旋渦(Double vortex)，如是供給使氣體完全均勻混合之必需擾動(Turbulence)。點火錐體之位置應使其微入進入之氣流(Entering stream)中，並使原供給氣流偏斜。欲使機械問題簡化，故常用雙重牆(Double wall)之結構，使其內層包容熱氣體，外層層保持壓力。由廣泛之試驗，表明副空氣(Secundary air)可擦內壁，能有效防止熱聚點之作用。在高壓燃燒室中，可達約  $2.5 \times 10^6$  英制熱單位每立方呎每小時之滿載荷熱，其熱動力之耗損約為 0.5 英制熱單位每磅。

燃油由一可變排性噴筒以約 160 脈週週每秒之頻率(Frequency)斷續供給，發放之量約在 3500 磅每平方吋左右，保持燃燒器噴嘴(Burner nozzle)尖端之壓力不變，而變更噴射之時間間隔，得可變之油流(Oil flow)，且雖使然於整個載荷過程中成細點之噴射。淨燃燒超越燃料流大於 30:1 之變化已獲成功。燃燒器由一電點火丙烷燈(Propane pilot)點火，其僅用於發動之時，於機體已入工作情況後，可以適宜之劍形機柄(Bayonette lock)將其移去。

迄至今日為止，機體係以蒸餾燃油(Distillate fuel oil)推動，若干預備試驗(Preliminary experiment)顯明以較低級之燃油作為推動之用為實際可能者，雖仍需更進一步之發展使備油器之運

用全無困難。

復熱爐：氣渦輪之復熱爐常面臨一關於熱交換器 (Heat exchanger) 之設計問題，尤當設計高效率之復熱爐時為甚，壓力相去甚遠之氣流間氣體與氣體之熱轉移之困難情形下，熱交換器之熱助力 (Thermal resistance) 暨壓力耗損均需謹慎控制。甚多常知之熱轉移機構易偏於物理方面之設計，而此設計在形式上多不能與機體之其他部分相配合。設計此種機體時，常擇定管式機構 (Tubular construction)，因吾人尚缺有關他種面式 (Surface type) 機構之熱轉移與流動阻力等參考資料。

首次設計工作效率為 75% 且具有每馬力約三平方呎之移熱面積之復熱爐者為 Air Preheater Co.，以三全同之復熱爐平行排列。此種復熱爐係管式者，具有一單獨之冷氣流路與三對角反流之熱氣流路。所用之管 (Tube) 係直徑為  $\frac{5}{16}$  吋者，每十四列為一組。藉一低壓伸縮接合 (Slip joint) 可與熱膨脹相對應。復熱爐為整個機體裝備中最龐大之一部，其體積及性能之改進既可明顯表示機體之進步，而此種發展亦為我人所能預期者。

開冷却器：開冷却器之設計，並非一主要之問題，於此得用之自動散熱器式 (Automotive radiator type) 被採用，其所用之管為長方形，其在空氣邊尤為完美。所用冷却水之消耗量為 250 加侖每分。

### 操 縱 (Control)

氣渦輪操縱之方法甚為簡單，此種機體之操縱器與監督或檢驗之儀器 (Instrument) 均安置於一總管盤 (Main panel) 上，調節經總管盤中心之三開動桿 (Lever) 之燃油之發放，即可調節其輸出量 (Out put)。他如溫度計 (Temperature gage)，壓力計 (Pressure gage)，速率指示器 (Speed indicator)，起動操縱器 (Starting control) 以及各種由安全機構所開動之警燈 (Warning light) 亦裝置於總管盤上。輔助盤 (Auxiliary panel) 直接從總管盤貫滑龍骨之窄道而裝置，上有操縱冷卻空氣供給之儀器，用以實驗之儀器，以及用以記載臨界金屬溫度之自動電勢計 (Automatic Potentiometer)。

習用之波西狄賽爾式 (Bosch Diesel type) 燃料唧筒為電動，且其速率為一定。其放入燃燒器 (Burner) 中之燃料，由在唧筒氣缸中之放洩孔測定，其位置由在總管盤上水力傳器 (Hydraulic actuator) 操縱之。在高壓燃燒室中之兩唧筒與在低壓燃燒室中之單獨唧筒分行開動。

此種機體之運用，本基於溫度之一定，然由一時溫度之變遷即可得到欲獲到之載荷之變化，此種變化在高壓燃燒室中為大。當其工作於任意載荷若欲增加輸出量時，增加高壓燃燒室之燃料噴射率即可。因此可引起臨時溫度之增加，溫度增加之量，依燃料配給變化之量而定，通常較  $100^{\circ}\text{F}$  為小。其結果使高壓透氣機加速，並釋出增多之空氣量至此系統，亦加增輸出量並使溫度復原。在數秒鐘之內即建立一新平衡之情況，當加速之一瞬間，變換對低壓燃燒室之燃料速率為當然之必需。

在此種操縱式下，能迅速操縱機體亦如水制動機 (Water brake) 之隨載荷。從輕載荷轉至滿載荷之操縱完成於 15 秒鐘之內，未遇任何困難。由 5000 每分鐘轉數之全前進速率 (Full ahead speed) 轉至約 1 (0 海) 每分鐘轉數之無載荷速率，然後回復至 3000 每分鐘轉數之操縱，於 90 秒鐘完成，亦未有呈現任

何困難之象徵。於此等操縱中，水制動機之配置保持一定，故此操縱即表明於陸上試驗使之無過分錯謬之最嚴重情況。

機體由一50馬力直流發動機所開動，高壓透氣機與低壓縮器由旁通閥 (Partial by-pass valve) 以與其他部分隔離。此種旁通閥亦如用以開動機體之發動機，由工作者在總管盤上以電探察。燃燒室之點火，使用常點着之小燈，其探察器亦集中於此。從冷開動 (Cold start) 常用在高壓燃燒室之一燃燒器預熱機，同時控制起動發動機在 900 每分鐘轉數之速率，直至機體熱後為止。當此預熱之時期，低壓透氣機及高壓壓縮器從 10 每分鐘轉數之回轉機輪速率加至 300 每分鐘轉數，同時亦使此等機體變熱。以由透氣機轉動部分與停止部分間相關之膨脹所確立之溫度增加率漸增加氣體之溫度達  $1000^{\circ}\text{F}$  左右。

先部分關閉低壓透氣機之旁通閥而使之加速，然後增加起動發動機之速率，直到經高壓壓縮器之旁通閥之氣流可略而不計為止，以使兩獨立轉動之單體相配合。至此關閉二者之旁通閥，並增加起動發動機及高壓燃油噴射之速率，直到機體能自持為止。起動發動機聯着一超速離合器，其能自動與起動發動機分離。以該燃燒已生之火簇 (Flame) 點火第二高壓燃燒器，並以低壓燃燒器之丙烷點火簇，點火低壓燃燒器以獲得附加之載荷。預熱時期一旦完成，機體即能發出在其設計能量 (Design capacity) 以內之任何功率。

安全警報器亦裝置於總管盤上，包含通常之過溫信號器與每燃燒室之 Wheelco Flame-C-control unit，其能於火簇燃燒至室外時，給與吾人可視之信號，並能於同時自動除去過量燃料之噴射。煤裂隔膜應位於導管系統中，是為吾人前時忽略而必須瞭解之應注意事項。此種機件之一切輔助機均為電動，但若電力缺乏，宜用習用之汽動旁立油唧筒。

## 試驗 (Test)

於機體裝合之前，每部分必須經精湛之試驗。初步之試驗 (Preliminary test) 本文不予述敘，此等初步之試驗曾耗去吾人相當之努力，但亦即其成功之原因。吾人確信如無此種步驟，則此主要機械之發展，最近期內恐不致有何成就。

此種機體單獨被使用於 1944 年 10 月 28 日，此後一時期中，少數之困難曾獲致改正。試驗之程序始於 1944 年 12 月，尤可之試驗，即作於是年 12 月 28 日。自此以後該機體即被保留於簡烈特廠 (Jeannette plant) 作更詳盡之研究，欲為將來之發展建一基礎。試機體會載荷工作總達 500 小時左右，中有一次竟連續達 48 小時。

曾經作過多次性能試驗 (Performance trial)，其中兩次，今歸集於表 (一) 與表 (二) 中。第九次試驗轉動如 (一) 表所示，是為吾人所嘉納者。為研究之目的，不斷加以改變，並無兩次轉動試驗相同。例如列於表 (乙) 中之轉動第十六次即不同於第九次試驗，其中從容示明在吸氣濾器 (Intake filter) 與高壓燃燒室入口之耗損較巨。且於此次試驗，大批之絕熱物質拆集於間冷器中。

以今日之技巧，仍不能得到氣渦輪中各部分之性能之真確估計。其可信賴之量度，即為功率與燃料流量，其於整機體之性能最為重要。在試驗數據 (Test data) 中，壓力量度之為合理準確，亦為可信賴

之一點，因其為於不同之瞬間而作多次記載所得為直接壓力差之故也。無論如何，高溫觀察之正確性絕對可靠，甚至用特別進步之七層覆蓋之溫度探針 (Temperature probe) 而成層 (Stratification) 與輻射 (Radiation) 亦將引出重大之誤差 (Error)。俾而多數此種量度之困難能消除於單項之試驗中。例如在高壓透氣機單獨試驗中，即獲得情況量度與能力試驗間極滿意之一致，如是更力言整個單項試驗之需要。

表(一) 試驗轉動第九次之數據 1944.12.28.

試驗次數	9A	9B	9C	9D
氣壓, 磅每平方吋絕對	14.385	14.382	14.378	14.384
進氣壓力, 低壓壓縮器, 磅每平方吋絕對	14.28	14.18	14.03	13.68
排氣壓力, 低壓壓縮器, 磅每平方吋絕對	29.25	33.71	.....	35.43
進氣壓力, 高壓壓縮器, 磅每平方吋絕對	29.21	33.64	.....	35.16
排氣壓力, 高壓壓縮器, 磅每平方吋絕對	40.63	54.53	69.58	83.48
進氣壓力, 高壓燃燒室, 磅每平方吋絕對	40.08	53.42	68.44	82.12
進氣壓力, 高壓透氣機, 磅每平方吋絕對	39.86	53.13	68.08	81.68
排氣壓力, 高壓透氣機, 磅每平方吋絕對	26.27	31.55	39.13	46.74
進氣壓力, 低壓透氣機, 磅每平方吋絕對	25.14	31.37	38.88	46.43
排氣壓力, 低壓透氣機, 磅每平方吋絕對	14.39	14.45	14.50	14.55
排氣壓力, 復熱爐, 磅每平方吋絕對	14.38	14.40	14.43	14.45
進氣溫度, 低壓壓縮器, °F.	77.5	78.6	79.4	72.6
排氣溫度, 低壓壓縮器, °F.	233.0	270.0	288.0	286.0
進氣溫度, 高壓壓縮器, °F.	63.6	67.3	77.1	85.1
排氣溫度, 高壓壓縮器, °F.	143.8	176.0	226.0	245.0
排氣溫度, 復熱爐空氣邊, °F.	876.0	798.0	735.0	727.0
進氣溫度, 復熱爐氣體邊, °F.	1036.0	964.0	884.0	858.0
排氣溫度, 復熱爐氣體邊, °F.	368.0	382.0	409.0	419.0
進氣溫度, 高壓透氣機, °F.	1284.0	1255.0	1244.0	1251.0
進氣溫度, 低壓透氣機, °F.	1240.0	1231.0	1200.0	1244.0
高壓透氣機速率, 每分鐘轉數,	1865.0	2465.0	3120.0	3720.0
低壓透氣機速率, 每分鐘轉數,	1600.0	1972.0	2400.0	3012.0
油流, 磅每小時	378.0	597.1	854.1	1112.6
空氣流, 磅每秒	13.16	18.00	23.14	28.13
制動馬力	590.0	1108.0	1756.0	2335.0

表(二) 試驗轉動第十六次之數據 1945.1.30

試驗次數	16A	16B	16C	16D
氣壓, 磅每平方吋絕對	14.23	14.23	14.23	14.23
進氣壓力, 低壓壓縮器, 磅每平方吋絕對	14.12	13.99	13.84	13.64
排氣壓力, 低壓壓縮器, 磅每平方吋絕對	27.69	33.60	31.41	34.61
進氣壓力, 高壓壓縮器, 磅每平方吋絕對	27.59	33.07	33.60	33.60
排氣壓力, 高壓壓縮器, 磅每平方吋絕對	39.03	55.03	68.63	82.38
進氣壓力, 高壓燃燒室, 磅每平方吋絕對	38.35	54.04	67.55	81.15
進氣壓力, 高壓透氣機, 磅每平方吋絕對	37.99	53.53	66.93	80.43
排氣壓力, 高壓透氣機, 磅每平方吋絕對	24.36	31.82	34.60	45.66
進氣壓力, 低壓透氣機, 磅每平方吋絕對	24.23	31.63	38.33	45.33
排氣壓力, 低壓透氣機, 磅每平方吋絕對	14.26	14.30	14.34	14.40
排氣壓力, 復熱爐, 磅每平方吋絕對	14.24	14.25	14.27	14.30
進氣溫度, 低壓壓縮器°F	77.4	77.7	77.5	76.4
排氣溫度, 低壓壓縮器°F	222.4	268.7	280.9	290.5
進氣溫度, 高壓壓縮器°F	54.5	64.7	74.6	79.5
排氣溫度, 高壓壓縮器°F	135.4	176.7	227.9	282.3
排氣溫度, 復熱爐空氣邊°F	865.2	806.6	738.0	712.0
進氣溫度, 復熱爐氣邊°F	1023.0	972.0	880.0	841.0
排氣溫度, 復熱爐氣邊°F	361.0	389.0	413.0	443.0
進氣溫度, 高壓透氣機°F	1243.0	1278.0	1236.0	1267.0
進氣溫度, 低壓透氣機°F	1225.0	1253.0	1209.0	1224.0
高壓透氣機速率, 每分鐘轉數	1804.0	2496.0	3111.0	3770.0
低壓透氣機速率, 每分鐘轉數	1662.0	1993.0	2460.0	2956.0
油流, 磅每小時	374.0	627.0	849.0	1074.0
空氣流, 磅每分	12.69	18.24	23.24	28.15
制動馬力	494.0	1148.0	1674.0	2148.0

表(一)與表(二)之性能數據, 皆由儀器直接量得而未經任何改正。欲使此種性能基於合理之基礎上, 必需將入口溫度改正為一標準溫度 70°F, 以消除吸氣濾器與煙道 (Stack) 之耗損被誤計為機體耗損之一部, 並使兩次轉動試驗關於間冷卻器與燃燒室之變化相關聯。

為上述之目的, 曾將各種相依而生之耗損對於有效功率之傳達於螺旋槳軸 (Propeller shaft) 之影響加以研究。除在高壓燃燒室與間冷卻器中者外, 因前已釋明之理由而其在變化中, 其他之耗損在此兩次轉動試驗中均為相同。故轉動第十六次之性能可由與轉動第九次相同之燃燒室與間冷卻器而估計之。

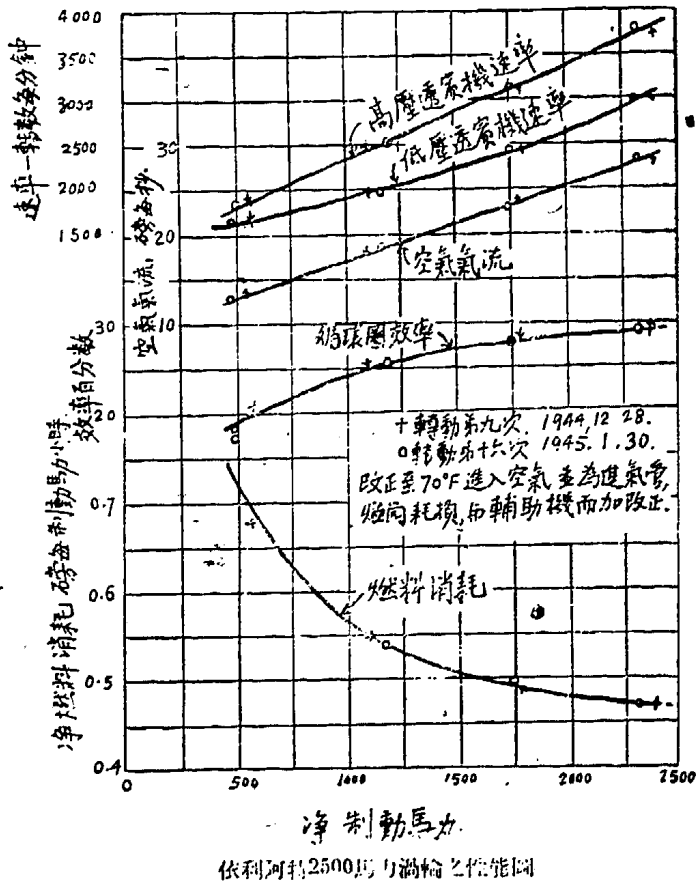


因能量為下面數種為外界能源 (Power source) 所推動之輔助機所消耗, 上獲之結果, 需附加以改正:

- 冷却空氣唧筒,
- 輸送與主燃料唧筒,
- 潤滑油唧筒,
- 水循環唧筒,

對於表(一)與表(二)之基本數據之每種改正, 列示於表(三)。

經改正後之兩次轉動試驗結果, 均表明於性能圖中, 此為於 29% 滿載荷及 20% 四分之一滿載荷時機之性能。



依利柯特 2500 馬力渦輪之性能圖

表(三) 改正後之試驗性能數據

試驗次數	9A	9B	9C	9D	16A	16B	16C	16D
試驗得之制動馬力	590.0	1100.0	1756.0	2335.0	494.0	1148.0	1674.0	2148.0
試驗而得之燃料流, 磅每小時	378.0	579.1	854.1	1126.1	374.0	627.0	819.0	1074.0
試驗得之燃料率, 磅每馬力小時	0.641	0.531	0.486	0.476	0.757	0.546	0.507	0.500
動力改正百分數								
進氣溫度, 70°F	1.93	1.56	1.61	0.44	1.99	1.52	1.33	1.15
進氣管與濾器	1.57	1.81	2.80	3.93	1.84	2.35	3.34	5.08
煙筒	0.22	0.25	0.46	0.60	0.22	0.25	0.41	0.65
高壓燃燒室	0	0	0	0	4.05	0.59	0.49	0.47
間冷却器空氣邊	0	0	0	0	2.26	1.93	2.57	2.86
總數	3.72	3.62	4.89	4.97	7.36	6.64	8.14	10.21
總改正後之制動馬力	612.0	1148.0	1642.0	2451.0	550.0	1221.0	1810.0	2367.0

效率改正百分比								
進氣溫度, 70%	1.86	1.48	1.51	0.11	1.93	1.44	1.25	1.07
進氣管與濾器	1.51	1.71	2.62	3.67	1.78	2.23	3.14	4.67
煙筒	0.18	0.20	0.38	0.47	0.18	0.20	0.32	0.52
高壓燃燒室	0	0	0	0	1.02	0.56	0.46	0.44
間冷卸器空氣透	0	0	0	0	2.19	1.83	2.43	2.69
總數	3.55	3.39	4.51	4.55	7.10	6.26	7.60	9.48
總改正後之燃料率	0.618	0.521	0.465	0.456	0.707	0.515	0.471	0.457
總改正後之燃料流	378.2	598.1	856.5	1117.6	374.7	629.7	852.5	1081.0
輔助機之動力耗損								
噴射唧筒, 馬力	4.4	4.8	5.7	7.4	4.3	4.6	5.3	6.3
冷卻空氣, 馬力	35.7	43.2	51.6	56.3	35.7	43.2	51.6	56.3
潤滑油唧筒, 馬力	8.2	8.2	8.2	8.2	8.2	8.2	8.2	8.2
環流水唧筒, 馬力	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
全部輔助機之動力	48.8	56.7	66.0	72.4	48.7	56.5	65.6	71.3
淨改正後之制動馬力	563.2	1091.3	1776.0	2378.6	481.3	1167.5	1744.4	2295.7
淨改正後之燃料率, 磅每馬力小時	0.672	0.548	0.462	0.470	0.779	0.539	0.489	0.471
熱效率 百分比	20.41	25.04	28.11	29.23	17.62	25.38	27.7	29.43

在1913年報紙中,曾述及與此同式之 2-1-0.75 機體,能達2%至33%之滿載荷效率。此種述語基於89%之透氣機效率與83%之壓縮器效率。今之機體恆設計為熱效率約31.5%能以透氣機與壓縮器之效率各為87.5%與82.5%。此種值(Value)顯不能達到,解釋其為何不能達此值,亦為一相當有趣之問題。

困難伏於透氣機與低壓壓縮器中,因於設計透氣機時,示低應力氣體透氣機之特性之低雷諾爾德數(Reynold's number)之充分意義尚不能十分明瞭。雖然所選用之葉距(Blade pitch)對於氣渦輪適合,但其在極低雷諾爾德數時則太大,以致有失速(Stalling)發生,在葉端切面尤甚。早在1944年,單項或分部試驗即指出兩種透氣機之任一所能達到之最大效率,不致超過85%,其在輕載荷與低雷諾爾德數時,失速之影響更甚。失速不僅減低效率,而且影響葉路氣流之特性,更不幸而影響零件之配合。此亦增發動之困難及增加減速效率與實際效率在輕載荷時之差別。同時吾人更致力於透氣機葉問題之研討,使其適合特殊用途而求廣泛之進展,已得之結果為已完成一令人滿意之葉距範圍以與所有之工作雷諾爾德數相對應,且透氣機之效率,目前亦能達到吾人所預期者。

排性式壓縮器入口之誘導耗損之意義,以1943年可利用之工程知識尚不能完全明知。今已知此種耗損隨轉動速率之立方而增加,在相應機體高能量輸出之速率時,其可部分說明低壓壓縮器效率之差誤。餘者可由增加之渦流耗損而解釋之,此種渦流耗損因轉子外形之製造困難而導出。由於轉動速率更

精密之選擇與適當之工製，此兩方之困難均獲解決，並且其縮器之近期構造亦已達吾人原有之期望。

易遭遇之困難：若置因不能正確揣付雷諾爾德數之影響於不顧則除高壓機中之碳填函蓋 (Carbon gland) 外，透氣機之設計可謂圓滿。雖以特殊之包藥物 (Bender) 用於碳函之製造，碳函仍在高過 850°F 之溫度下分散碎裂，而如何將冷却空氣加以精確克制，俾能保持碳函之溫度低於上述之界限，實為不可能之事。除此外由於碳函下部逸出之氣流所呈供之潤滑作用，亦不足防制因遭遇嚴重之熱膨脹而引起之劇烈擠壓現象。此種填函多被紋梯式螺管 (Steptype labyrinth) 所替代，雖其多耗冷却空氣，但能供獻甚佳之作用。

高壓燃燒室出口處之溫度成層化亦為一嚴重之問題。高壓透氣機之凸緣 (Flange) 溫度升降變遷常達 150°F 左右。依據觀察，此種變遷係載荷之函數，且為某種由圓錐熱燒器之放置地位不同而成之操縱所不許。150°F 係一可察之溫度變化，故其影響僅及於機器之部分至為顯明。目前正在進行之燃燒室內旋渦情形之研討結果，或能有助於將來之燃燒室之設計，使其對溫度之成層化加以甚為完全之操縱。至低壓燃燒室則無溫度成層化之可言。

目前於實驗轉動時，機器係經 2 $\frac{1}{2}$  至 3 小時之預熱後，始置其於工作中。本文所述之機體其預熱時間能有若干之減少固屬無疑問者，而未來之設計，仍將對熱膨脹方面多加注意，俾能獲致迅速發動之特性亦為顯而易見之事。

排性壓縮器之成功實有賴於微小間隙之保持，是以外界物質之進入轉子，亦使吾人遭遇困難。1945 年之晚春，於低壓壓縮器中，曾發生一主要災害，成為如何保持間隙之種種困難問題，其主因當歸諸多缺誤之裝套 (Jacketing) 與不正確之列線 (Alinement)。水外套 (Water jacket) 之設計係使一空氣排緊接於壓縮器殼之高溫部分。

用此種排性壓縮器亦發生難聽之雜聲。對此現尚未獲完全滿意之解決，然可以配合共鳴阻尼器 (Resonance damper) 與音聲吸收處理而作適度之改善。

燃料唧筒，越速離合器，熱絕緣與量度儀器，當其工作或運用時，常遭遇錯綜龐雜之機械上之困難，此種困難實為不可避免之災害，且愈演愈烈。高溫凸緣之設計，雖不能令人完全滿意，但無疑能用適宜之活塞填充物及改良之機械特性而操縱之。螺栓之困難可藉特殊發達之膠狀銀混合物而以完全克服，比種困難係受高溫影響而為吾人所能逆料者。

結論：此種發展僅為開端，衆多之問題必使氣渦輪成為完善之原動機前予以具體解決。經由本文所述整個機體之頗為成功之工作而獲致之信念，使吾人更有甚多之理由冀盼能以吾人之精力與智慧將各種困難問題完全解決。此種激發此種誘循隨近代冶金術之突飛猛進更趨強烈，因其開啓無限光明之新異途徑，使材料工作壓力方面有長足之進步，俾能達成最高工作效率及小機體之最終極目的。依利阿特氣渦輪雖遠欠完善，但仍有予吾人甚多鼓勵之良好結果，而為目前建造中三種新型氣渦輪之改進所源由者。

# 關於新“船底用漆”

朱 祺 璣 摘 譯

軍艦或商船等船壳之着水面，由於被螺螄，貝介之寄生，侵蝕而受相當之損害。同時船壳之光滑外表面因而被破壞，在行駛時之阻力及所耗之燃料亦均隨之增加，故無論商船或軍艦必須按時清除之，否則年年累積，不可設想。

美國海軍方面有鑒於此，乃經工程師，化學家數年來研究之結果，得到一種新「船底用漆」，英文名為 (Anti-fouling Ship-bottom Paint) 或為 (Plastic Paint) 等。該種漆內混有纖維玻璃質，對於在噴塗該漆於船壳表面時所須之高溫高壓 (300° F) 之抵抗力極強，塗有該種漆之船隻其外表能制止寄生物之生長，裨益非淺也。

在船壳外表上須先塗以二三層「底漆」，經過三至八小時之乾燥時之後，再噴塗該種高溫度漆。在該漆噴塗後，船塢中立刻可以進水，故應用該種「船底用漆」所費之時間祇數小時已足矣！對於船隻本身之行動並無多大妨礙。

至於在該種漆塗成後所產生之效果如何，則取決於下列數要件，同時亦可作為研究及改進船底用漆之要點：

- ① 所塗之漆其本身之製造過程中是否精密。
- ② 在進行噴塗該漆之前，船壳外表上之準備工作優劣如何。
- ③ 在進行噴塗該漆時，船塢中之氣溫及其轉變如何？
- ④ 所塗每層漆之厚度。

⑤ 船壳於塗漆後之浸水日期之多少，及浸水期內船體之活動如何。

其他如空氣之濕度（船塢中），船行速度，以及工作人員之技術等條件亦均與之有關。

當然此種漆之缺點仍甚多，由於實際經驗上得到之結論如下：

- ① 此種漆之柔韌度及黏附力不夠強，尤其在寒冷之氣候區域內，故尙有待於努力改進。
- ② 該種漆塗於船底時，或與接觸後撞擊他物，較普通之漆類易於剝蝕。
- ③ 氣溫在 50° F 之下時，噴塗工作很難進行，在 30° 以下時事實上即不可能進行。
- ④ 該種漆對因日光所產生不良結果之抵抗力很弱，例如熱帶地區內，船壳上所塗之漆，能因直接曝露於日光下而變軟，以致浮起而脫離船壳外表面。

故一種價廉而適合於任何氣候下之船底用漆仍為造船界及船主們所迫切需要者。

## 鋁合金和造船工程

羅氏委員會 (Lloyd's Register) 正式發佈創見性的徵詢，探討鋁合金在造船工程方面究有如何之性質與成就。——此係關於此種情事所公布之第一次咨文。若干年來，羅氏委員會對於應用此種材料造船，一直發生很大的興趣。一九三一年丹娜第二號遊艇即會應用鋁合金，結果大為社會人士讚許；自此之後，其他的小船亦常用鋁合金來製造。因大戰的終止，使鋁合金在飛機工業中的需要量相對的大為減少，而使其他工業方面的供給量轉為增加；同時對於比較厚大而斷面適合於造船的鋁合金平板，在生產方面亦更進步。最近權威人士提議採用鋁合金來替代軟鋼，不僅限於次要的結構部分，如甲板房，倉蓋，桁架，桅樁等，且可善用之於大航船身上的主要結構。經驗告訴我們，如果處置得宜，則輕金屬合金如此類，確乎非常適合於海行之條件。

在此試探性的徵詢中，逐一指明熔煉與本徑熔煉的合金之化學成分。至於各種需求的物理性質，與如何適宜於建造之進行，則端賴夫各自之適當佈置。所以此咨文雖贊可鋁合金之應用，但對於應用鋁合金之詳細方法之說明，尙付缺如，是則有待於以後技術之發展與改進。 (唐譯)

# 中國新光印書館

承 印

書籍雜誌報章簿冊帳單表據

切 大 小 印 件

價廉·物美·迅速

上海武定路190弄57號

電話33212轉

## 本校造船工程系教員一覽表 三十七年四月

姓名	職別	擔任課程	經歷
葉文毅	教授兼系主任	造船設計, 實用造船學, 船體結構, 船體計算及製圖, 英文。	廣東海軍學校航海科畢業, 美國麻省理工大學造船系學士, 在上海工南造船廠任船體設計課主任, 約廿年, 後至重慶任民生機器廠技術室主任兼總工程師, 重慶商船學校造船科主任, 同濟大學造船系主任, 交通部造船處副處長兼總工程師, 交通部造船指導委員會委員, 現任民生公司總工程師。
辛一心	教授	造船原理, 機動力學, 工程材料, 彈道學。	本校機械系畢業, 英國特倫大學造船工程碩士, 格林尼治皇家海軍學院造船科畢業, 曾任西北工學院教授兼機械系主任, 招商局工程科長兼正工程師, 招商局機務室長, 船務處副處長。
楊仁傑	教授	造船設計, 實用造船學, 船體計算及製圖, 機械設計及製圖, 船體結構。	本校機械系畢業, 英國特倫大學河姆斯脫學院造船工程碩士, 曾任香港黃埔船塢正工程師, 招商局正工程師等職。
王世鈞	教授	材料力學, 高等材料力學, 造船原理, 造船設計, 造船工程, 專題討論, 特種船殼, 電機試驗, 機件試驗。	字公衡, 本校唐山工學院鐵路工程系畢業, 英國格拉斯哥大學造船系格林尼治皇家海軍學院造船科畢業, 曾任重慶民生機器廠正工程師, 商船學校教授, 交通部長江航政局技術科科長, 交通部派赴美國考察造船工程等職。
陳宗惠	教授	熱力學, 輪機工程, 輪機設計, 船用內燃機, 船體結構。	本校機械系畢業, 英國利物浦大學造船工程碩士, 曾任九龍船廠工程師, 大明實業公司工程股主任, 資源委員會內江酒精廠工程師, 中山大學教授, 民生機器廠考工科主任, 輪機設計股主任, 招商局正工程師, 行政院善後救濟總署漁業物資管理處修造科科長等職, 現任行總漁管處專門委員兼工程課課長。
趙國華	教授	應用力學, 材料力學, 高等材料力學, 高等數學, 熱力學, 流體動力學, 彈性理論, 機械設計。	兵工學校畢業, 曾於倫敦大學機械系研究, 美國米西根大學專攻力學與數學得有博士學位, 歷任兵工學校, 中山大學, 及西北工學院教授。
龔應曾	教授	船用蒸氣機, 船用汽機, 船用副機。	本校機械系畢業, 交通部派赴美國實習輪機工程, 曾任財政部中央造幣廠技士, 軍政部特種車輛修造總廠代理所長, 交通大學機械系副教授, 國營招商局專門委員修理組組長等職。
嚴似松	助教	造船工程習題, 機動力學習題。	本校造船系畢業, 現任國營招商局幫工工程司。
吳 鎮	助教	熱力學, 輪機工程, 船用副機, 船用蒸氣機, 流體動力學等科習題。	本校造船系畢業。
盧孝赫	助教	應用力學, 材料力學, 高等材料力學等科習題。	本校唐山工學院土木工程系畢業。
林鏡清	助教	船體計算及製圖, 造船設計等科習題。	本校造船系畢業。
龔茂恆	助教	機械設計等科習題。	本校造船系畢業。

# 本校造船工程系系友錄 三十六年六月

## 民三十四級春季班

姓名	籍貫	現任	通訊處
王也勃	江蘇海門	上海復興島行政院善後救濟總署漁業物資管理處	
汪應壽	湖北漢口	湖北漢口一德街長江區航政局	
林怡生	廣東新會	上海高昌廟海軍江南造船所造船課	
馬珍斌	山東臨沂	上海廣東路二十三號國營招商局船務處轉華二一〇輪	
康振	湖北武昌	台灣基隆港務局二號台郵航業有限公司	
訖岳宗	廣東廣州	南京考試院考選委員會許公武先生轉	
黃文任	遼南鳳凰城	青島海軍造船所	
黃德懷	江蘇海門	上海徐家匯國立交通大學黃德昭先生轉	
楊傳琪	湖北雲夢	青島海軍造船所	
劉興懋	湖北武昌	漢口一德街長江區航政局	
嚴似松	江蘇江陰	上海徐家匯國立交通大學	
嚴簡休	四川合川	上海虹口民生公司碼頭民生公司總工程師室	

## 民三十四級夏季班

王淮	南京	上海高昌廟海軍江南造船所總工程師室
呂學訓	江西豐城	全國轉轉
李桂芳	江蘇江陰	上海復興島行政院善後救濟總署漁業物資管理處
全國雄	湖北江陵	上海復興島行政院善後救濟總署漁業物資管理處修造課
吳鎮	江蘇江陰	上海徐家匯國立交通大學
吳先暘	湖北	上海廣東路七十五號民生公司總工程師室
邵仲漁	上海	上海廣東路七十五號民生公司總工程師室
黃建國	廣西恭城	吳先暘轉
章炎陽	江蘇江陰	上海廣東路二十三號國營招商局船務處華二〇七輪
陸嘉	江蘇常熟	上海廣東路二十三號國營招商局船務處
張孝鏞	江蘇鎮江	上海廣東路招商局船務處
楊代盛	四川廣安	上海復興島行政院善後救濟總署漁業物資管理處修造課
裴純堅	浙江慈谿	上海高昌廟海軍江南造船所造船課
嚴敦貴	江蘇鎮江	北四川路永安里六十四號
顧錫	四川廣元	邵仲漁轉

## 民三十五年級春季班

李嗣堯	四川巴縣	上海高昌廟海軍江南造船所造船課
林文煥	福建仙遊	河北塘沽新造工程處
秦正潛	四川巴縣	上海高昌廟海軍江南造船所造船課
秦增祥	上海	上海楊樹浦底復興島中華機器造船廠
高智嘉	廣東廣州	上海楊樹浦底復興島中華機器造船廠
孫志良	浙江寧海	上海復興島行政院善後救濟總署漁業物資管理處
陳國潛	重慶	上海高昌廟海軍江南造船所材料庫
傅祥浩	湖北武昌	湖北漢口湖北省航政局

民三十五級 夏季班

朱清德	上海	湖北漢口長怡里一號樓上
林鏡清	江蘇無錫	上海徐家匯國立交通大學
崔冠亞	河北	台灣高雄高雄機器造船廠

民三十六級 春季班

徐經方	安徽巢縣	南京交通部航政司
陳光玉	四川萬縣	上海復致島行政院善後救濟總署漁業物資管理處修造課
龔茂恆	四川岳池	上海徐家匯國立交通大學

民三十六級 夏季班

王培炎	浙江餘姚	上海招商局船務處轉
何志剛	江蘇武進	上海四川中路六七〇號資源大樓中央造船公司
余炳森	江蘇江都	上海招商局船務處轉
沈峻先	浙江吳興	上海四川中路二六一號中興公司業務課
吳思莊	安徽合肥	上海招商局船務課
邵仰仰	安徽休寧	上海中國海輪公司轉
周幼樑	湖南長沙	上海四川中路六七〇號資源大樓中央造船公司
武達仁	浙江定海	上海四川中路六七〇號資源大樓中央造船公司
房代叔	四川廣安	上海招商局船務處轉
凌 綸	江蘇泰縣	上海招商局船務處轉
孫 寬	南京	上海浦東泰同碼頭招商局第三修船廠
夏純彬	四川萬縣	上海招商局船務處轉
張則麟	浙江鄞縣	台灣高雄資委會機器修船廠
張新伯	重慶	上海招商局船務處轉
陳景堯	江蘇海門	上海福州路三三號大陸輪船行
陳伯詢	福建閩侯	上海四川中路中興公司
陳啓男	湖北襄陽	上海招商局船務處轉
陳燦祖	四川宜賓	上海招商局船務處轉
郭可評	福建閩侯	上海徐家匯國立交通大學
章光堅	福建晉江	上海招商局船務處轉
莊和璜	福建晉江	488-492 Nueva st. Manila P.2.
翁瑞春	四川自貢	上海虹口民生公司虹口碼頭民生公司總工程師室
傅鴻森	重慶	上海招商局船務處轉
葛荆門	湖南岳陽	上海招商局船務處處理船
樂俊新	浙江鎮海	上海招商局船務處轉
顧晉成	四川新津	上海浦東泰同碼頭招商局第三修船廠

民三十七級 春季班

朱端甫	山東單縣	山東單縣北卅五星朱家
朱鳳翔	安徽休寧	安徽休寧石田
沈洪芬	江蘇南匯	上海徐家匯國立交通大學
趙述珍	廣西陽朔	廣西陽朔興坪興昌號
劉紹昌	山東單縣	上海徐家匯國立交通大學
龔洪雷	四川重慶	上海徐家匯國立交通大學



民三十七級 夏季班 (本屆畢業同學)

章菊仁	江蘇宜興	宜興東珠巷獅子巷口
黃家珍	安徽桐城	南京中華路白酒坊十一號
王觀民	山西趙城	蘭州雲亭路一二三號
許學彥	江蘇武進	武進縣陸橋北夏墅
張義舉		四川內江交通西路三五號
邵裕園		武進局前街五九號
高法宜	湖北鄂城	交通大學王超轉
黃學甫	湖南臨武	湖南臨武縣盧家墟轉
錢秀斌	浙江吳興	南京釣魚台股高巷一二號
蕭篤址	江西泰和	江西樟樹交通銀行蕭篤圻轉
傅漁烈	福建福州	上海虹口江灣路公園坊二五號
沈榮圻	江蘇泰興	南京蔣家灣糧食部沈達圻轉
惠永炎	江蘇無錫	無錫新安鎮
熊松明	浙江麗水	浙江麗水中正街二八七號
張乃克	江蘇連水	江蘇省連水縣喬二莊
魏道榮	福建林森	甘肅天水天水鐵路工程局材料處魏道榮轉
陳孔嘉	福建長樂	福建省長樂縣梅花鎮
朱譜智	安徽涇縣	北平外交部街四號
廖成梅	四川江津	南京中山東路四條巷一六三號
元聚山	河北沙河	南京常府街申家巷十九號
劉鴻遠		上海公平路公平坊二二號
趙家珍		江西南昌芭茅巷九號
朱起祥	浙江杭州	杭州門當二橋西河下二一號
沈洪燾		江蘇南通白蒲佛象橋九號
鄒端		北平南魏胡同一號
劉蔭榮	湖北黃安	南京高樓門峨嵋路第四號
張誦法	江蘇宜興	上海斯高塔路積善里十六號
許松生	江蘇丹陽	江蘇丹陽縣前街六十六號許宅
郭善德	河北獲鹿	河北石家莊保香雨街二十號同裕成
周柏泉	浙江杭州	上海楊樹浦底中紡十七廠職員宿舍七十五號
劉世榜	湖北襄陽	上海餘杭路上海第一毛紡織廠劉益遠轉
梅慶奎	遼寧遼陽	南京南昌路三九號
彭岱嶺	四川南充	四川南充雙河鄉
桂舉才		上海江灣公園坊九號
謝有成	江蘇松江	江蘇松江新橋鎮桑永興寶號轉
杜天相	遼寧遼陽	天津第十區柳州路慶合里十一號轉
周巖	福建壽寧	南京(二)城左營四一號
楊煥生	福建福州	上海提籃橋長陽路五十弄孟哲里九號
陳友德	福建永定	重慶民生路同仁堂
龔洪書		重慶江北觀音門木觀街七號
李世漢		湖北武昌老育嬰堂街六號
孟廷保	山西德源	上海塘沽路三四九弄八號
卞洪	江蘇無錫	上海天本路二九二號

許元荆		江蘇口岸李存綱轉
余為江	廣東揭陽	暹羅曼谷羅華力路三三〇號轉 No. 330. Jawarad Road, Bbngkok SIAM.
陳孝良		福建福清城內港城
陳煥		青島中紡公司第四廠李綺斌轉
楊在		西康越嵩縣鳳文街一六號楊彥德轉
宋仲良		無錫栢店橋
林圭		上海巨額達路巨額村二號戴宅轉
程毓文	無錫	寶興和鄉鎮在葛街底
丁寄中	四川合江	四川合江白米鎮郵轉基房
秦錫峯	山東定陶	上海楊樹浦龍江路中華第一紡紗廠吳照山轉
王本立	河南羅山	湖北禮三里城
宮明	湖南湘潭	河南長沙稻谷倉翰廬
祝源鈞	浙江杭州	杭州清波門直街一〇三號
吳秀恆	四川江津	重慶江北渡鄉
潘介人	江蘇宜興	宜興東廟巷城脚朱宅
陳求孝	浙江諸暨	南昌中央銀行
蔡繩武	浙江德清	浙江德清或上海(二〇)衡山路九一二號A
王逸	江蘇太倉	上海翠山路一一六七弄一〇號或太倉城內大橋南九三號
蔡卓如	浙江吳興	蘇州高師巷二四號
戴恩社	江蘇太倉	太倉璜涇東市
牛書策	山東德縣	山東德縣城西牛家店
方胤	四川涪江	四川成都新西文家場
慈訓核	浙江吳興	浙江吳興西門虹橋弄九號
李維揚	江蘇崑山	
劉咸淵	安徽	上海虹口哈爾濱路一百五十號
梅琴生	江蘇常熟	上海天平路一一六號
馬驥璞	安徽安慶	安慶宣家坡十二號
周丕慎	湖北黃岡	漢口陽邏金台崗周家六房灣

民三十八級

于長言	居平維	江遠楚	李舒平	李樹堯	沈玉麟	吳為璞	胡惠民	范思翔	范濂源	孫秉生
張國棟	陶定民	曹 舫	陳 璉	陳式先	郭之笏	黃旭華	葉紀吾	黃述先	黃蔭榮	彭家餘
舒先遂	楊光昇	楊復謙	蔡定邦	盧世璽	顏家驥	嚴存仁	楊家盛	姜次平		

民三十九級

王世榮	王煥若	卞愛昌	尤子平	朱祺璣	李深祥	吳天選	周 琪	周憲治	范崇濟	俞伯良
姚芳階	姜奕龍	徐禮典	莊國昇	許大微	脫天祿	陸家訓	陳 鏞	陳阜生	陳啟霖	郭英傑
黃筱農	楊子寧	楊沛棠	葉道臣	劉思第	諸昭文	顧永勳	練 逾	嚴廣森	傅義銘	沈同文
宗 威	祝修本									

民四〇級

丁惠曾	田信鴻	林 濟	孟樹模	邱永壽	秦麟湘	康國藩	施 毅	吳晉勤	黃友仁	張 陟
陳止亞	陳秉中	沈謙圻	張鼎華	陳 煊	張祖浩	楊維熙	黃仲完	黃勤予	赴華峯	蔣國雄
吳精雲	謝鳴華	羅守恆	張祖鈞	張春本	顧家樸	翁恆善				

大 新 機 器 造 船 廠

木  
作  
工  
程

承  
接  
翻  
砂

機  
器  
鍋  
爐

修  
造  
船  
舶

地 址：江甯路四六六號

電 話：六一三七七號

復  
華  
藥  
房

贈  
登

此  
處  
蒙

# 沈 鴻 記

輪船拷刷油漆工程處

經辦洋房  
碼頭浮橋  
鐵樑油漆  
拷刷鍋爐  
清洗油池  
油艙水艙  
專門屋頂  
油毛毡及  
一切拷刷  
裝修工程

東漢陽路三十四號：工程處

電話：一九二七號

## 永 安 機 器 廠

工作迅速  
保證滿意  
保證滿意  
如蒙惠顧  
不勝歡迎

上海南京路十九號：辦事處

電話：二一六〇

上海岳州路四十八號：廠址

電話：二五八七

## 友 昌 鐵 工 廠

本廠修造  
輪船機器  
鍋爐鐵屋  
油漆木工  
等項工程  
如蒙諮詢  
無任歡迎

辦事處：

上海勞合路一十八號四〇七室

電話：九三七八

廠址：

上海倫庫路五十七至三十七號

此處蒙

王炳如先生

贈登

地址：東餘杭路二五七號

茂中機器造船廠

電話：五〇五九五

地址：新開路一〇三九五號

華光機器廠

電話：三七九七一號

地址：金神父路一三一號

協興木工廠

電話：七四三九一號

三

號八八〇七九：話電

友

實

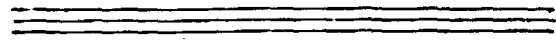
業

社

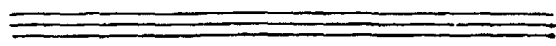
號七八五路京南：址地

電  
話  
：

四 四  
五 三  
一 一  
一 一  
四 六



司 公 漆 油 華 振



地 址：  
北 蘇 州 路 四 七 八 號

強 華 五 金 號

自 運 歐 美 各 國 大 小 五 金  
專 辦 路 礦 局 廠 應 用 材 料

上海長治路(西華德路)八〇號

電話 四三三八

怡 隆 五 金 號

船 舶 用 品  
機 械 另 件

地址：九江路七〇四號

路 礦 材 料  
大 小 五 金

電話：九六五六八

俞全記

油漆號

承包各式船舶油池橋樑工廠  
鍋爐一切鐵器拷割油漆工程

電話：

(〇二)六二四二九

事務所：

西寶興路四百三十二弄三九號

工場：

西寶興路桂蔭里十三號

泰康行



★ 到週務服 ★ 速迅作工 ★

# 飛 虎 機 器 造 船 廠

承接下列各種修造工程

橋	碼	鍋	各	機	新	輪	大
樑	頭	爐	式	器	類	船	小

上海大名路天潼路口九四一—九六號

電話四四五六一

# 元 大 機 器 造 船 廠

## Yuen Dah Engineering Ship Building Works

專修大小船舶工程

承製各種機器鍋爐

如蒙賜顧 竭誠歡迎

廠址：上海榆林路四七九弄二〇號

電話五一八六三

# 中興輪船公司

經營國內外航運

★ 搭客 ★ 裝貨 ★

直屬海輪

鼎興輪	啓興輪	永興輪	平興輪	銘興輪	昌興輪	魯興輪	景興輪	中興輪
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

地址：上海四川路二六一號  
 電話：一七三六八〇  
 電報掛號：五〇三〇

分公司：天津、青島、連雲港、南京、基隆、台北

# 順昌機器造船廠

承接下列各種修造工程

電氣	電焊	鐵路	碼頭	鍋爐	輪船
木工	油漆	棧房	浮橋	零件	機器

如蒙賜顧 竭誠歡迎

事務所：太倉一路九三二號  
 廠址：半松園花圍路口南  
 電話：二八五〇七

利興木工廠

LEE SHING

承包船上木作打掃油漆工程

SHIP CARPENTE & GAULKER

PAINTER GENERAL

CONTRACTOR

虹口東武昌路一八九〇號

88-90 WOOCHANG ROAD (EASTERN)

合記

協興昌  
造船廠

YAH SHING CHONG

HOP KEE FACTORY

事務所：九龍路二〇一號

電話：四三二八七號

胡

聚

記

朱

忠

記

油

漆

號

# 華 泰

機 器 造 船 廠

WHA TAI IRON WORKS LTD.

漆	砂	件	器	種	並	修
等	冷	以	鍋	新	修	理
包	作	及	爐	式	造	船
工	木	翻	等	機	各	船

地址：上海霍山路三〇九號

電話：五〇四二二

本廠開設於民國九年間

# 中華造船機器廠

新造及修理

船舶鋼架油池輸水道

及其他鋼鐵工程

辦事處

江西路金城大樓

(一〇九九三  
一〇八〇一)

工廠 楊樹浦定海橋東復興島

# 中國勝利機器造船廠

承辦一切輪船

橋樑浮碼頭

駁岸等修造工程

事務所：北京東路六四〇弄三號

電話：九三六六一二號

# 大來建築公司

承包大小一切土木建築工程

事務所：上海杭州路四二一號  
電話：五三一四號

資源委員會

# 中央電工器材廠

事務處：廣東路一三七號

電話：一三一七四  
一三二二一

## 招成記鐵工廠

Chao Cheng Kee Iron Works

Ship Builders, Boiler Makers

And General Contractors

專造大小輪船  
鍋爐管子浮筒  
碼頭鐵屋橋樑  
以及其他一切  
工程取價低廉  
約期不誤承蒙  
賜顧無任歡迎

事務所東餘杭路一六四號

廠址東漢陽路一〇號

## 編後

一、本期刊物由於籌備較晚及稿件不齊一再延擱以至於今特此致歉  
一、本期封面圖照為楊家盛同學所贈敬致謝忱  
一、葉在毅先生「造船名詞」，是集日常所見輯譯於此。著者以之忙之餘，收集所得，些許遺漏在所不免，當為讀者諸君見諒。  
本刊實願吾國造船界能羣起訂定「造船名詞」，以配合工程及學術之需求。本期刊載此篇聊示倡導之意。

## 船造大交

第二期

中華民國三十七年

編輯者：交通大學造船工程學會

者：交通大學造船工程學會

印刷者：中國新光印書館  
上海武定路一九〇弄

發售者：交通大學交大服務處  
及全國各大書局

每册實售國幣 萬元



# LUNG CHANG IRON WORKS

SHIP-BUILDERS BOILER-MAKERS  
AND GENERAL CONTRACTORS

Office: Lane 59 No. 11 Kashing Road, Tel. 45784

Works: Ling Kai Lane, Yang Cien River, Pootung

## 廠工鐵章龍

本廠修造 各式輪船 鍋爐橋樑 鐵屋水渠 碼頭等項 以及一切 鐵工冷作 電焊工程 如蒙委託 謁誠歡迎

辦事處：上海嘉興路五九十一號 電話 四八七五四

廠址：浦東洋涇港凌家弄

## 作漆油泰錦羅

承辦

輪船油漆裝璜

木器拭漆工務

# 鴻 太 船 廠

事務所：東大名路七三七弄十八號

電話：五 三 一 一 二

廠址：浦東陸家嘴口

· 服務週到 ·

· 工作迅速 ·

# 恆 昌 祥 機 器 造 船 廠

· 辦理一切輪船修造工程 ·

地址 成都南路一一七弄

電話 三七三二二號